E 3279

REFERÁLV

R

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

1

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVII • Nr. 1 • IANUARIE 1965

carpați
bucegi

Uzinele de autocamioane
STEAGUL ROȘU
Brașov - Strada Poienelor Nr. 5
Telefon 63-10

Uzina

UNIVERSAL-650
UTB

TRACTORUL

BRAȘOV

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

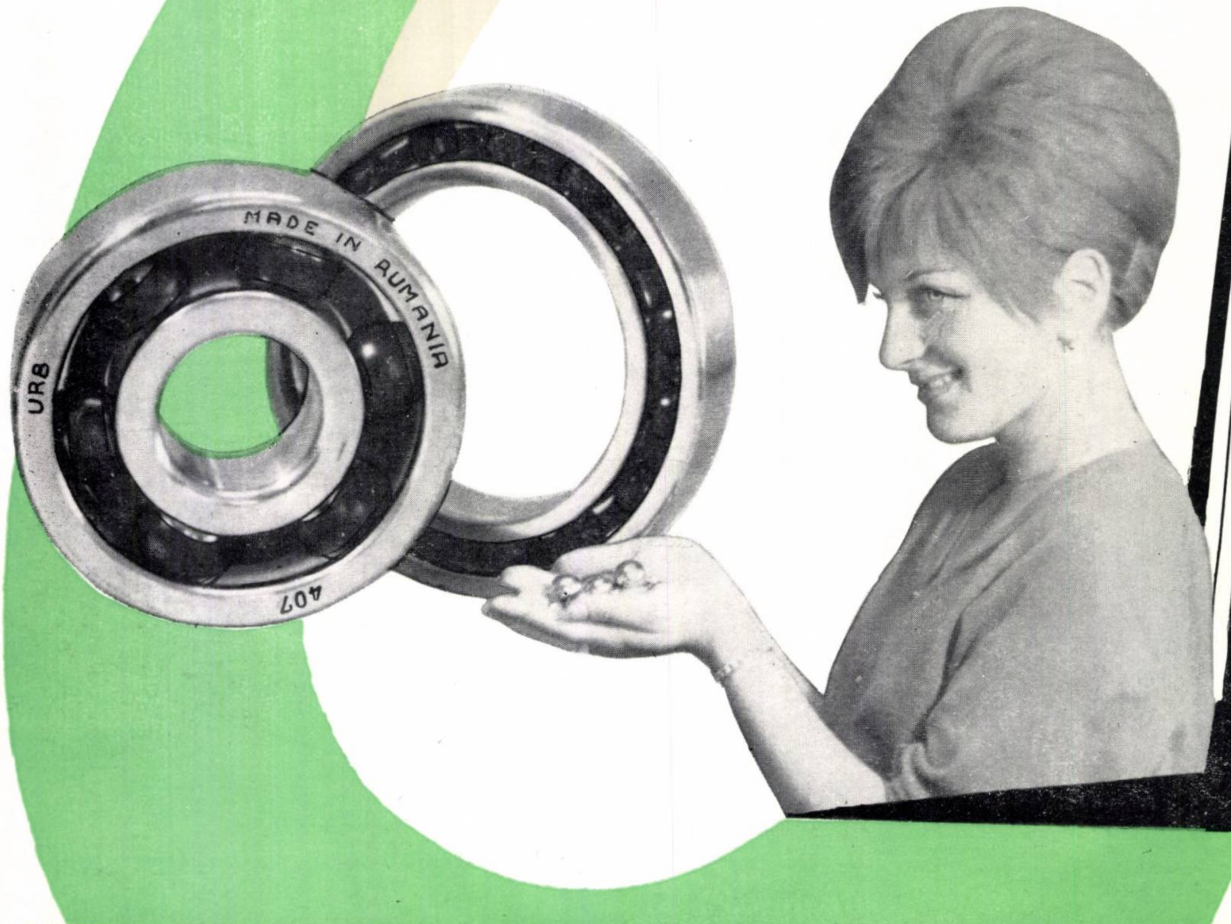
Rețineți

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MONDIALE:

- RULMENȚI RADIALI CU BILE
- RULMENȚI CU ROLE CONICE
- RULMENȚI CU ACE
- RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN
- RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI
- BILE
- ROLE ACE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE



UZINA RULMENTUL BRAȘOV

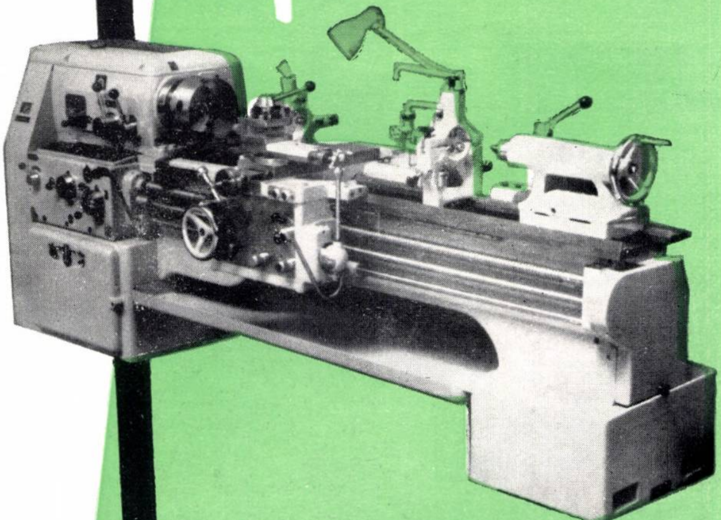
STR. PODULUI Nr. 2 ● TELEF.: 6641
TELEX 012245

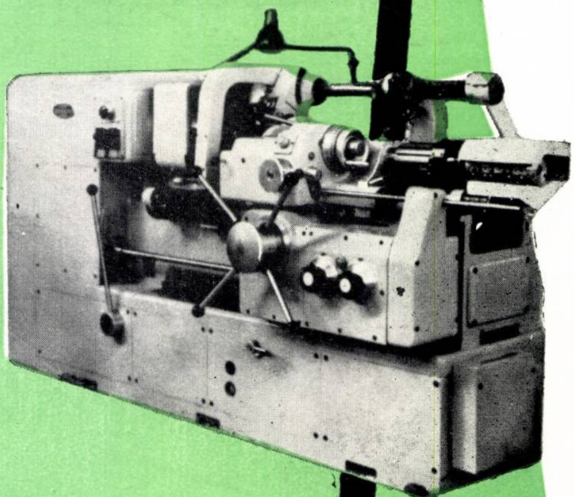
E 3279

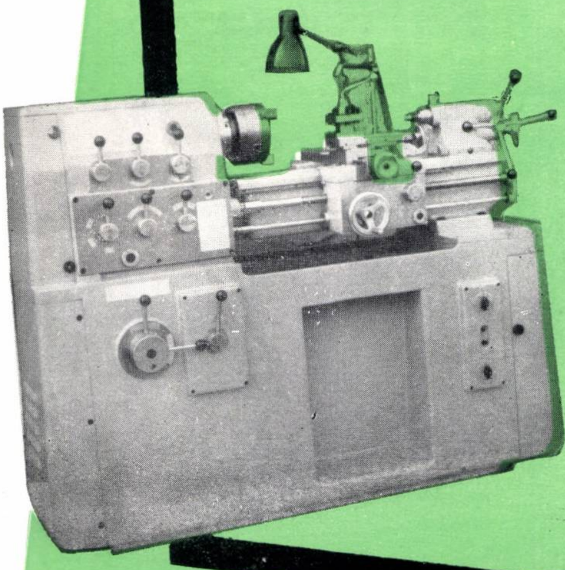
UZINA DE STRUNGURI ARAD

produce:

- **Strunguri normale: SN–250, SN–320, SN–400, SN–630** şi **SN–800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500, 750, 750–1 000 –1 500, 2 000 şi 3 000 mm; turaţia: 63–2 800, 31,5–1 600, 12–1 500, 12–1 050, 12–1 050; puterea: 2,2, 3, 5, 5/7,5, 11/18, 11/18 kW.
- **Strunguri revolver: SRO–25, SRV–25, SRO–40** şi **SRV–40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm; turaţia 112–2 800, 112–2 800, 56–2 800 şi 45–2 240 rot/min; puterea: 3 şi 7,5 kW.







UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

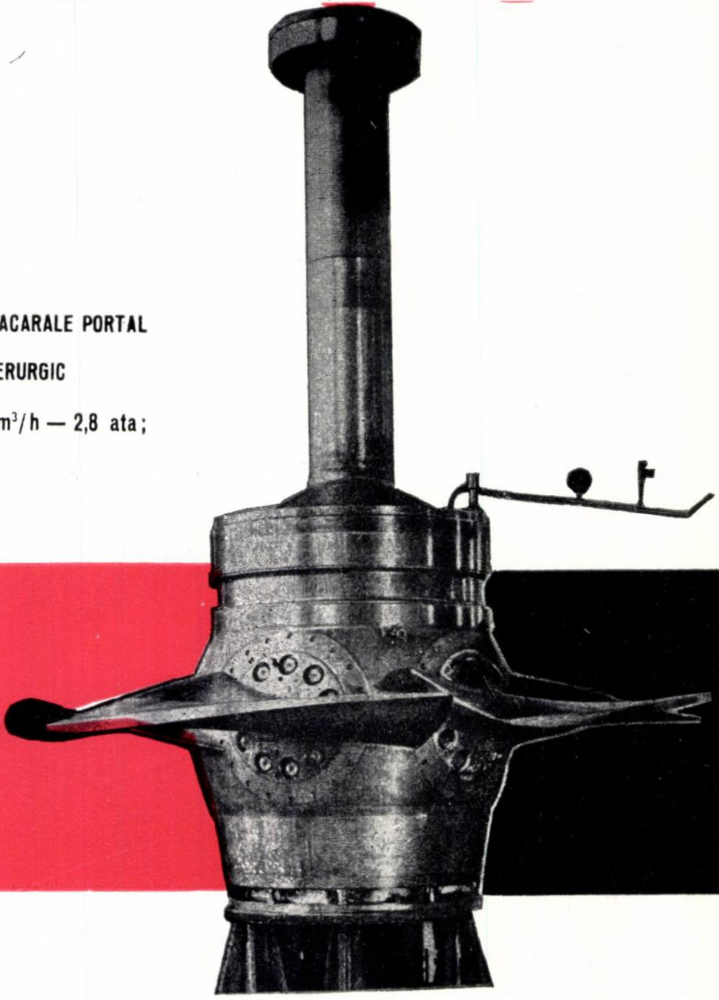
UZINA DE CONSTRUCTII DE MAŞINI REŞITA

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

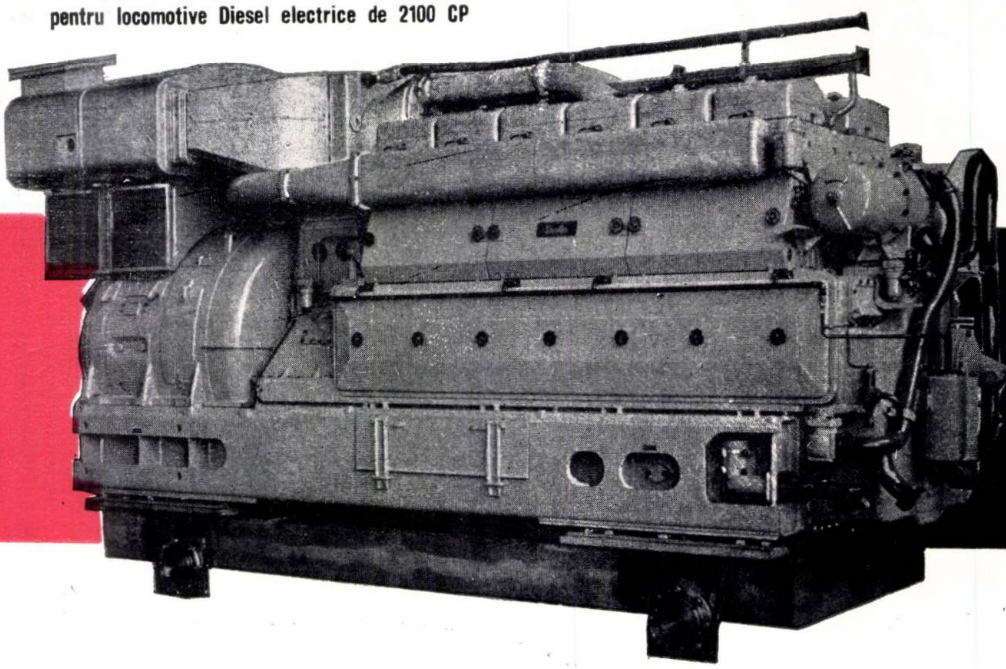
UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm³/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm³/h — 2,8 ata;
140 000 Nm³/h — 3,5 ata.

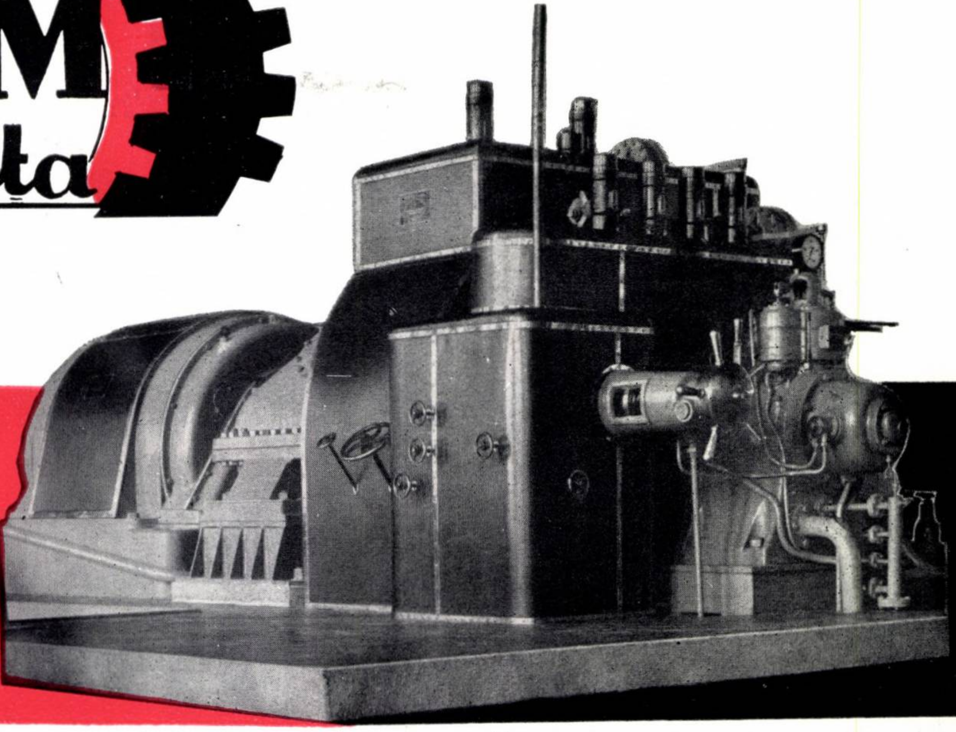


TURBINE HIDRAULICE

MOTOR DIESEL de 2300 CP şi 750 rot/min
pentru locomotive Diesel electrice de 2100 CP



UCM Resita

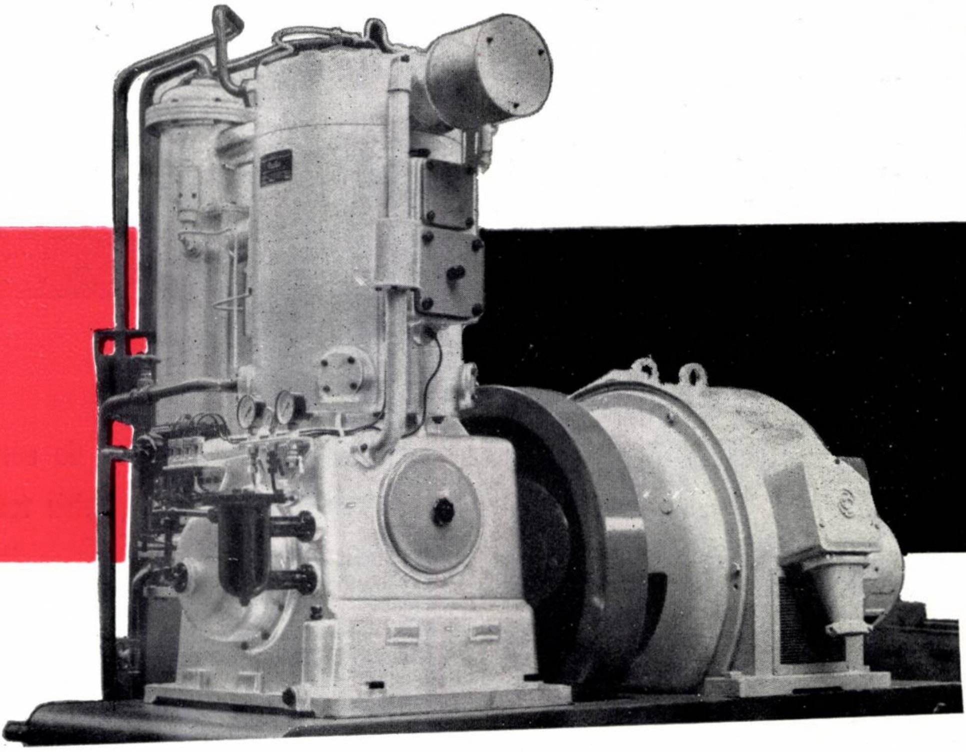


TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW

— cu condensaţie

— cu priză

— cu contrapresiune



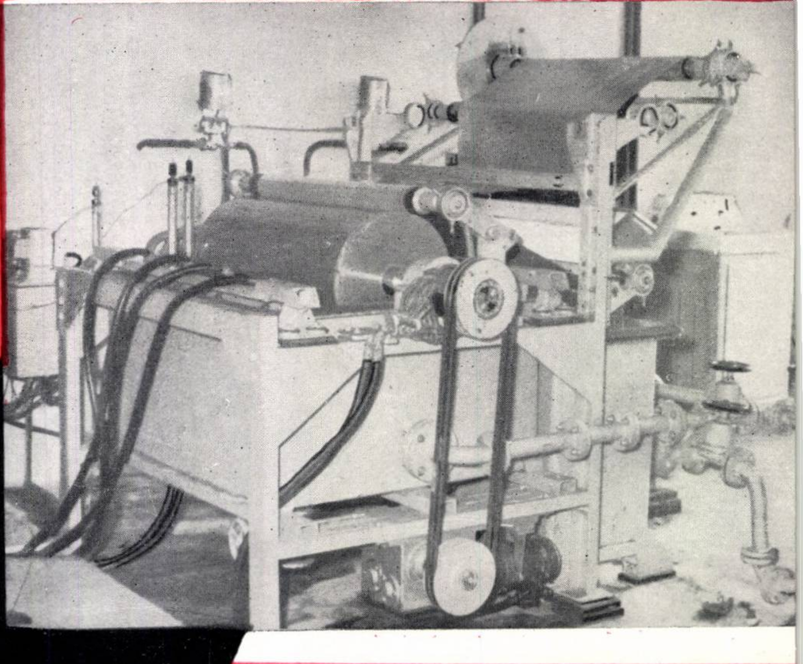
COMPRESOARE DE AER

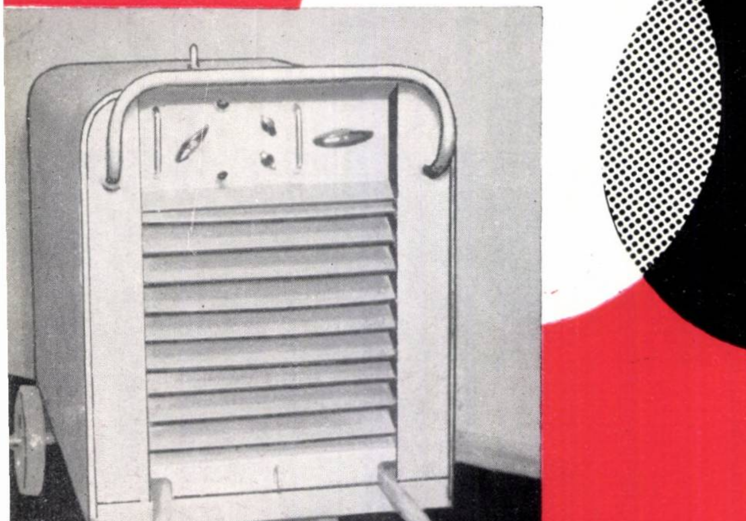
- 1 V — 15/7
- 2 V — 30/7
- 3 V — 45/7

MICM

ICPE

Institutul de cercetare şi proiectare pentru industria electrotehnică



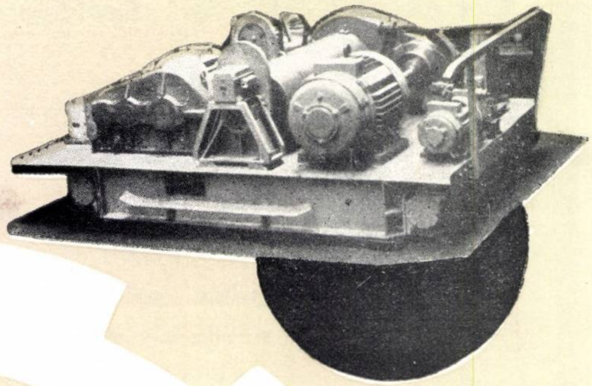


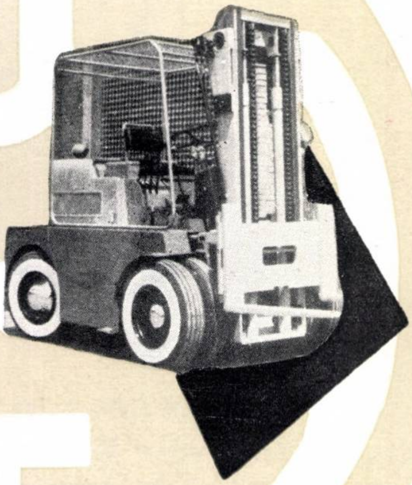
Primeşte comenzi de cercetare şi proiectare, cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din ţară.

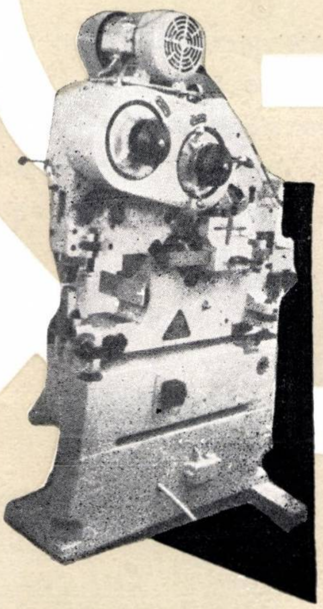
Institutul execută studii, încercări, omologări şi execuţii de prototipuri din domeniul maşinilor şi transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă şi înaltă tensiune, acţionărilor electrice, schemelor complexe electrice şi electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu maşini electronice, materialelor electrotehnice, cum şi proiectări pentru uzine şi fabrici cu acest profil.

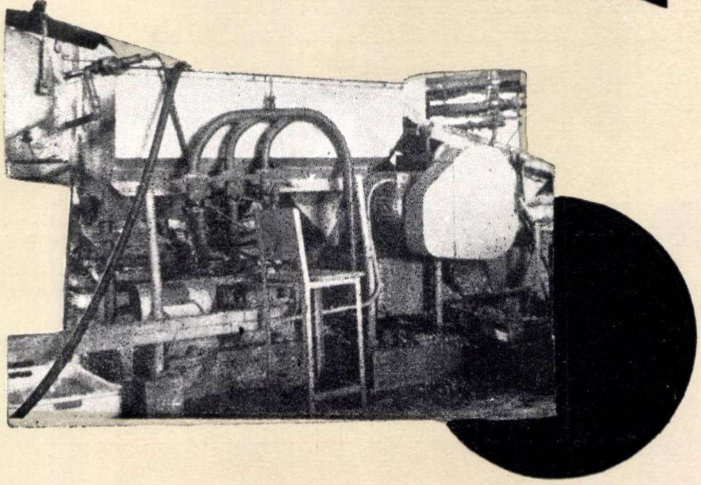
BUCUREŞTI, BD. T. VLADIMIRESCU Nr. 45
TELEFON 16.41.40 — 16.41.48

UZINELE MECANICE TIMIŞOARA









PRODUCE:

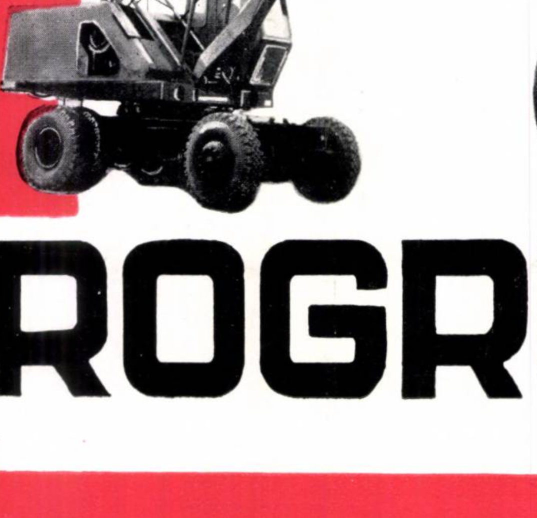
- Poduri rulante de 5—35 t
- Motoîncărcătoare de 3 t
- Maşini de prelucrat tablă
- Utilaje pentru industria alimentară
- Motopompe de stins incendii

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri • Rulouri pe valţuri sau pneuri • Echipamente pentru tractoare: buldozere. scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii • Utilaj chimic şi petrolier • Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri • Mori cu masă rotativă sau bile • Utilaje pentru linii ceramice • Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice • Melanjoare • Cilindri şi caje • Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii • Foarfece de tăiat ţagle şi platine • Linii de aglomerare • Maşini de extracţie • Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat • Osii montate pentru vagoane de cale ferată



PROGRESUL

BRĂILA

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI
NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, IANUARIE 1965, Nr. 1

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CUPRINS

Pimsner, V. şi Vasilescu, C. A.: **Problemele tipizării agregatelor de supraalimentare ale motoarelor cu aprindere prin compresiune.** 1

Năstase, M.: **Relaţii matematice pentru aprecierea perioadei de întîrziere la autoaprindere la motoarele Diesel.** 7

Teodorescu, L.: **Influenţa creşterii turaţiei pompei U 17 FS 10 × 10 asupra procesului de injecţie şi ardere.** 10

Oprean, A.: **Cercetări privind pierderile volumice în pompele cu roţi dinţate.** 14

Bălănescu, I.: **Un nou stand de încercat şi rodat reductoare.** 22

Creţulescu, C.: **Criterii analitice privitoare la scoaterea din exploatare a uleiurilor uzate de turbine şi de transformatoare.** 27

Vasilescu, C. A.: **Probleme de protecţia muncii la bancul de încercat motoare cu ardere internă.** 30

DOCUMENTARE 32

CRONICĂ 41

RECENZII 43

REVISTA REVISTELOR 48

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R. şi conf. ing. M. Soare.
Redactor: ing. E. Petrescu.

CZ 612.436.052

Pimsner, V. şi *Vasilescu, C. A.* : **Problemele tipizării agregatelor de supraalimentare ale motoarelor cu aprindere prin compresiune.**

Se stabileşte modul de variaţie a presiunii de supraalimentare şi a debitului de aer la motoarele Diesel supraalimentate.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 1–7

CZ 621.436.043

Năstase, M. : **Relaţii matematice pentru aprecierea perioadei de întîrziere la autoaprindere la motoarele Diesel.**

Se analizează relaţiile matematice uzuale folosite pentru aprecierea perioadei de întîrziere la autoaprindere la motoarele Diesel.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 7–10

CZ 621.436.038.5

Teodorescu, L. : **Influenţa creşterii turaţiei pompei U 17 FS 10 × 10 asupra procesului de injecţie şi ardere.**

Se analizează experimental influenţa creşterii turaţiei pompei U 17 FS 10 × 10 asupra procesului de injecţie şi ardere, rezultînd necesitatea corectării caracteristicilor constructive respective.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 10–13

CZ 621.664.001.4

Oprean, A. : **Cercetări privind pierderile volumice în pompele cu roţi dinţate.**

Se realizează un studiu experimental al pierderilor volumice în pompele cu roţi dinţate, precizîndu-se relaţiile respective de calcul.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 14–21

CZ 621–585.12.001.4

Bălănescu, I. : **Un nou stand de încercat şi rodat reductoare.**

Se prezintă constructiv şi funcţional standul pentru încercat şi rodat reductoare realizat de Uzinele ,,Vulcan“ – Bucureşti.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 22–26

CZ 621.899 : 621.165 : 621.315.615.2

Creţulescu, C. : **Criterii analitice privitoare la scoaterea din exploatare a uleiurilor uzate de turbine şi de transformatoare.**

Se evidenţiază valorile limită ale caracteristicilor uleiurilor pentru turbine şi transformatoare, care impun scoaterea din exploatare.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 27–29

CZ 621.43.001.4 : 614.8

Vasilescu, C. A. : **Probleme de protecţia muncii la bancul de încercat motoare cu ardere internă.**

Se precizează totalitatea măsurilor de protecţia muncii necesare la bancul de încercat motoare cu ardere internă.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 30–31

DIN NUMĂRUL VIITOR

Grünwald, B. : **Studiul procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie pe baza unui nou model fizic al propagării flăcării turbulente.**

Wangorek, C. : **Unele particularităţi ale fabricaţiei turboambreiajelor echipate cu angrenaje Novikov.**

Safta, V. şi *Bernath, A.* : **Metode de determinare rapidă a rezistenţei la oboseală.**

Constantinescu, I. N. şi *Darabont, A.* : **Calculul energetic al perforatoarelor cu distribuţia prin piston.**

Stăncioiu, I. : **Eficienţa economică a asimilării producţiei de serie a unor maşini noi în cazul abandonării producţiei de maşini demodate.**

Watanabe Masaki şi *Kaga Seiichi* : **Comparaţie între încercările cu presiune hidraulică şi cu presiune produsă de gaze la ruperea fragilă a vaselor de presiune.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. – Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : I. P. ,,Informaţia”, str. Brezoianu nr. 23—25. Bucureşti, c. 5204.

ДК 621.436.052

Пимснер, В. и *Василеску, К.А.:* **Вопросы типизации сверхнаддувных агрегатов для двигателей с зажиганием посредством сжатия.**

Устанавливается тип колебания сверхнаддувного давления и дебита воздуха в сверхнаддувных дизельных двигателях.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 1, стр. 1–7

ДК 621.436.043

Настасе, М.: **Математические уравнения для оценки времени самозажигания дизельных двигателей.**

Анализируются обычно применяемые математические уравнения для оценки времени самозажигания дизельных двигателей.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 1, стр. 7–10

ДК 621.436.038.5

Теодореску, Л.: **Влияние повышения скорости вращения насоса У 17 ФС 10×10 на процесс нагнетания и сгорания.**

Проводится экспериментальный анализ влияния повышения скорости вращения насоса У 17 ФС 10×10 на процесс нагнетания сгорания, причем отмечается необходимость корректирования соответствующих конструктивных характеристик.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 1, стр. 10–13

ДК 621.664.001.4

Опреан, А.: **Исследования в области объемных потерь в шестеренчатых насосах.**

Проводится экспериментальное исследование объемных потерь в шестеренчатых насосах, причем уточняются соответствующие расчетные уравнения.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 1, стр. 14–21

ДК 621–585.12.001.4

Бэлэнеску, И.: **Новый испытательно-обкаточный стенд для редукторов.**

Приводится конструктивное описание и работа испытательно-обкаточного стенда для редукторов, осуществленного Бухарестским заводом ,,Вулкан''.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 1, стр. 22–26

ДК 621.899: 621.165: 621.315.615.2

Крецулеску, К.: **Аналитические критерии изъятия из употребления отработанных турбинных и трансформаторных масел.**

Указываются предельные характеристики турбинных и трансформаторных масел, обусловливающие их изъятие из употребления.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 1, стр. 27–29

ДК 621.43.001.4: 614.8

Василеску, К. А.: **Вопросы охраны труда на испытательном стенде для двигателей внутреннего сгорания.**

Проводится обзор мериприятий по охране труда, применение которых представляется необходимым при работе на испытательном стенде для двигателей внутреннего сгорания.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 1, стр. 30–31

DK 621.436.052

Pimsner, V. und *Vasilescu, C. A.*: **Probleme der Typisierung der Aggregate für zusätzliche Speisung der Motoren mit Kompressionszündung.**

Es wird die Art der Druckschwankung der zusätzlichen Speisung und der Luftzufuhr bei Dieselmotoren mit Kompressor festgelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 1, S. 1–7

DK 621.436.043

Năstase, M.: **Mathematische Beziehungen zur Abschätzung der Verzögerungszeit bei der Selbstzündung der Dieselmotoren.**

Der Verfasser analysiert die üblichen mathematischen Beziehungen für die Abschätzung der Verzögerungszeit bei der Selbstzündung der Dieselmotoren.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 1, S. 7–10

DK 621.436.038.5

Teodorescu, L.: **Der Einfluss der Erhöhung der Drehgeschwindigkeit der Pumpe U 17 FS 10 × 10 auf der Einspritz- und Verbrennungsprozess.**

Es wird vom experimentellen Standpunkt der Einfluss einer Erhöhung der Drehgeschwindigkeit der Pumpe U 17 FS 10 × 10 auf den Einspritz-und Verbrennungsprozess analysiert, wobei die Notwendigkeit hervorgekehrt wird, die betreffenden konstruktiven Kenndaten zu untersuchen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 1, S. 10–13

DK 621.664.001.4

Oprean, A.: **Untersuchungen über den Druckverlust bei Zahnradpumpen.**

Der Druckverlust in Zahnradpumpen wird auf experimentellem Weg untersucht und die betreffenden Berechnungsbeziehungen festgelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 1, S. 14–21

DK 621–585.12.001.4

Bălănescu, I.: **Ein neuer Einlauf- und Prüfstand für Untersetzungsgetriebe.**

Es wird vom konstruktiven und funktionellen Standpunkt ein Einlauf-und Prüfstand für Umsatzgetriebe dargelegt, der in den Bukarester ,,Vulcan''-Werken entwickelt wurde.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 1, S. 22–26

DK 621.899 : 621.165 : 621.315.615·2

Creţulescu, C.: **Analytische Kriterien über das Entfernen der verbrauchten Turbinen-und Transformatorenöle.**

Es werden die Grenzwerte der Kennzeichen der Öle für Turbinen und Transformatoren angegeben, die für den Betrieb unbrauchbar geworden sind.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 1, S. 27–29

DK 621.43.001.4 : 614.8

Vasilescu, C. A.: **Probleme des Arbeitsschutzes am Prüfstand für Verbrennungskraftmaschinen.**

Es wird die Gesamtheit der Arbeitsschutzmassnahmen dargelegt, die sich am Prüfstand für Verbrennungskraftmaschinen als notwendig erwiesen haben.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 1, S. 30–31

CD 621.436.052

Pimsner, V. et *Vasilescu, C. A.* : **Les problèmes de la typisation des agrégats de suralimentation des moteurs à allumage par compression.**

On établit les modes de variation de la pression de suralimentation et du débit d'air dans les moteurs Diesel suralimentés.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 1, p. 1–7

CD 621.436.043

Năstase, M. : **Relations mathématiques pour l'appréciation de la période de retard à l'autoallumage des moteurs Diesel.**

On analyse les relations mathématiques dont on fait usage pour apprécier la période de retard à l'autoallumage des moteurs Diesel.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 1, p. 7–10

CD 621.436.038.5

Teodorescu, L. : **L'influence de l'augmentation du nombre des tours de la pompe U 17 FS 10 × 10 sur le processus d'injection et de combustion.**

On étudie expérimentalement l'influence de l'augmentation du nombre des tours de la pompe U 17 FS 10 × 10 sur le processus d'injection et de combustion ; il en résulte la nécessité de corriger les caractéristiques constructives respectives.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 1, p. 10–13

CD 621.664.001.4

Oprean, A. : **Recherches sur les pertes de volume dans les pompes à roues dentées.**

On présente une étude expérimentale sur les pertes de volume dans les pompes à roues dentées et on précise les relations respectives de calcul.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 1, p. 14–21

CD 621–585.12.001.4

Bălănescu, I. : **Un nouveau stand pour l'essai et le rodage des réducteurs.**

On présente, du point de vue constructif et fonctionnel, le stand pour l'essai et le rodage des réducteurs réalisé par les usines Vulcan-Bucarest.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 1, p. 22–26

CD 621.899 : 621.165 : 621.315.615.2

Creţulescu, C. : **Critères analytiques concernant la mise hors d'usage des huiles pour turbines et transformateurs.**

On met en évidence les valeurs limites des caractéristiques des huiles pour turbines et transformateurs, qui imposent leur mise hors d'usage.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 1, p. 27–29

CD 621.43.001.4 : 614.8

Vasilescu, C. A. : **Problèmes de la sécurité du travail au banc d'essai des moteurs à combustion interne.**

L'auteur spécifie les mesures de sécurité du travail au banc d'essai des moteurs à combustion interne.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 1, p. 30–31

DC 621.436.052

Pimsner, V. and *Vasilescu, C. A.* : **Some problems concerning the typification of the supercharging units of supercharging Diesel engines.**

The variation mode of the supercharging pressure and air flow in supercharging Diesel engines is established.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 1–7

DC 621.436.043

Năstase, M. : **Mathematical relations for estimating the self-ignition delay in Diesel engines.**

The usual mathematical relations used to estimate the self-ignition delay in Diesel engines are analysed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 7–10

DC 621.436.038.5

Teodorescu, L. : **The influence of increased number of revolutions in U 17 FS 10 × 10 pumps on the injection and combustion process.**

The necessity of correcting the respective constructive characteristics has been deduced from the experimental analysis of the influence of increased number of revolutions in U 17 FS 10 × 10 pumps on the injection and combustion process.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 10–13

DC 621.664.001.4

Oprean, A. : **Researches concerning the volume losses in toothed gear pumps.**

An experimental study of volume losses in toothed gear pumps as well as the respective calculus relations is presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 14–21

DC 621–585.12.001.4

Bălănescu, I. : **A new stand for reducer testing and running-in.**

The constructive and functional features of stands for reducer testing and running-in achieved at the Vulcan— Works in Bucharest are described.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 22–26

DC 621.899 : 621.165 : 621.315.615.2

Creţulescu, C. : **Analytical criteria for eliminating from exploitation the waste oils used in turbines and transformers.**

The limit values of the characteristics of oils for turbines and transformers calling for their elimination from exploitation are pointed out.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 27–29

DC 621.43.001.4 : 614.8

Vasilescu, C. A. : **Labour protection problems concerning the test stands for internal-combustion engines.**

Some information is given concerning the totality of labour protection measures required by test stands for internal-combustion engines.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 1, p. 30–31

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, IANUARIE 1965, Nr. 1

66791/66
LEFORDITVA

CZ 621.436.052

Problemele tipizării agregatelor de supraalimentare ale motoarelor cu aprindere prin compresiune

VICTOR PIMSNER și CĂLIN ADRIAN VASILESCU

Una dintre căile de modernizare a producției industriale o constituie stabilirea tipurilor de utilaje complexe conform necesităților și standardizarea elementelor constituente, astfel încît să se utilizeze cît mai multe repere comune. În cadrul acestei acțiuni, unele produse, alcătuite din secțiuni identice, permit o tipizare mai largă, creîndu-se în cadrul tipului respectiv o familie de specii derivînd dintr-o specie de bază.

Este posibil ca în cazul produselor complexe, un tip de agregat să deservească o parte din speciile unui tip de produse. În acest caz este necesar ca numărul de tipuri de agregate să nu devină prea mare, pentru ca întreaga acțiune de tipizare să nu fie compromisă.

În această situație se află motoarele cu aprindere prin comprimare supraalimentate cu grup turbocompresor. Tipizarea motoarelor duce la familii de motoare bazate pe caracteristicile monocilindrului; în schimb, supraalimentarea se efectuează pe grupe de cilindri. Pentru a se asigura o producție ieftină a grupului de supraalimentare este necesar să se realizeze cît mai puține familii de asemenea agregate, care să poată satisface cît mai multe familii de motoare.

În cadrul lucrării, pornindu-se de la o schemă de tipizare a familiilor de motoare bazată pe similitudine geometrică, amendată de condiția menținerii acelorași solicitări termice, se obțin criteriile tipizării agregatelor de supraalimentare ale motoarelor cu aprindere prin compresiune.

Similitudinea geometrică presupune că în două motoare avînd elementele constructive analoge proporționale, adică:

$$\frac{(D)_s}{(D)_m} = r, \tag{1}$$

în care: r este factorul de proporționalitate și D — diametrul cilindrului, condițiile termodinamice și aerodinamice rămîn identice. Se va nota în cele ce urmează cu m motorul model și cu s motorul similar acestuia.

Se pune condiția ca parametrul greutate pe cal putere să nu varieze în cadrul familiilor de motoare similare geometric, ceea ce duce la relația:

$$\frac{(P_e)_s}{(P_e)_m} = r^3, \tag{2}$$

adică puterea motorului variază cu cubul scării de similitudine:

$$\frac{(n)_s}{(n)_m} = \frac{(S)_m}{(S)_s} r = 1. \tag{3}$$

Turația familiilor de motoare este constantă, rezultînd creșterea proporțională a vitezei medii a pistonului în raportul scării geometrice:

$$\frac{(W_m)_s}{(W_m)_n} = r. \tag{4}$$

Admițîndu-se o variație de ± 20% a vitezei medii, similitudinea geometrică permite să se obțină puterile unitare prezentate în tabela 1

Tabela 1

r	$(D)_s$	$(S)_s$	$(P_e)_s$
1,2	1,2 $(D)_m$	1,2 $(S)_m$	1,73 $(P_e)_m$
0,8	0,8 $(D)_m$	0,8 $(S)_m$	0,512 $(P_e)_m$

(păstrîndu-se în același timp greutatea pe cal putere constantă) și, prin urmare, aplicarea similitudinii geometrice la motoare nu permite obținerea unei game prea largi de puteri.

Introducerea supraalimentării la motoare duce la apariția unor factori limitativi noi, legați de creșterea tensiunilor termice. Cantitatea medie de căldură evacuată pe unitatea de suprafață din camera de ardere se poate scrie [1]:

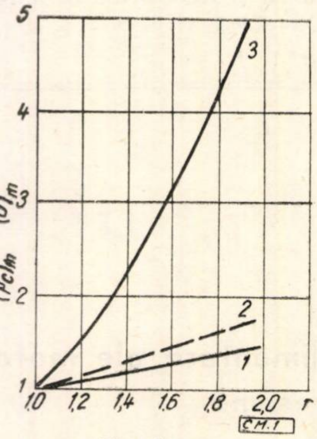


Fig. 1.

$$\Phi = b \frac{p_c^{0,7}}{T_c^{0,7}} \frac{W_m^{0,7}}{D^{0,3}} \tag{5}$$

unde, în plus față de notațiile folosite, p_c este presiunea de supraalimentare și T_c — temperatura aerului de supraalimentare.

Pentru ca atît motorul model, cît și cel similar, să aibă aceleași solicitări termice va trebui ca încărcarea termică a suprafețelor să fie aceeași, adică:

$$(\Phi)_m = (\Phi)_s, \tag{6}$$

care duce la relația:

$$\left[\frac{(p_c)_s}{(p_c)_m}\right]^{0,7} = \frac{\left[\frac{(W_m)_m}{(W_m)_s}\right]^{0,7}}{\left[\frac{(T_c)_m}{(T_c)_s}\right]^{0,7}\left[\frac{(D)_m}{(D)_s}\right]^{0,3}}. \tag{7}$$

Pot apărea două cazuri: aerul este răcit înainte de a fi admis în motor, în care situație:

$$(T_c)_m = (T_c)_s \tag{8'}$$

avînd o valoare independentă de variația presiunii de supraalimentare, și al doilea caz cînd aerul nu se răcește înainte de intrarea în motor. Se poate scrie (considerîndu-se compresiunea aerului în compresor izentropică):

$$\frac{(T_c)_s}{(T_c)_m} = \left[\frac{(p_c)_s}{(p_c)_m}\right]^{0,286}. \tag{8''}$$

Variația presiunii de supraalimentare se obține, pentru cele două cazuri, introducîndu-se relațiile (1), (4) și (8′) sau (8″) (după cum aerul este răcit sau nerăcit) în relația (7).

În cazul în care aerul este răcit înainte de a intra în motor, relațiile (1), (4), (7) și (8′) dau:

$$\frac{(p_c)_s}{(p_c)_m} \cong \left(\frac{1}{r}\right)^{0,57}. \tag{9'}$$

Dacă nu se produce răcirea aerului admis în motor, valoarea presiunii de supraalimentare se obține din relațiile (1), (4), (7) și (8″):

$$\frac{(p_c)_s}{(p_c)_m} \cong \left(\frac{1}{r}\right)^{0,8}. \tag{9''}$$

Deoarece turația este constantă, debitul de aer admis în motor va varia cu volumul motorului și cu densitatea aerului (ρ_c) care, în cazul în care aerul este răcit, variază cu presiunea de supraalimentare, adică:

$$\frac{(\rho_c)_s}{(\rho_c)_m} \cong \left(\frac{1}{r}\right)^{0,57}, \tag{10'}$$

iar în cazul în care aerul nu este răcit, variază direct proporțional cu presiunea și invers proporțional cu temperatura; relațiile (8″) și (9″) dau:

$$\frac{(\rho_c)_s}{(\rho_c)_m} \cong \frac{1}{r^{0,57}}. \tag{10''}$$

Din relațiile (10′) și (10″) se constată că, indiferent de temperatura de admisiune a aerului, densitatea acestuia va trebui să varieze în același mod, deoarece încărcarea termică depinde de cantitatea de aer admisă în motor (pentru aceeași valoare a coeficientului excesului de aer). La încărcare termică egală, cantitatea de aer admisă în motor va trebui să fie identică.

Debitul de aer prin motor depinde de volum și de densitate și va fi, indiferent dacă aerul este sau nu răcit:

$$\frac{(G)_s}{(G)_m} \cong r^{2,43}. \tag{11}$$

Din analiza efectuată rezultă că pentru a se menține nivelul solicitărilor termice relativ constant, va trebui ca, o dată cu mărirea dimensiunilor motorului similar celui model, să se scadă presiunea de supraalimentare conform relațiilor (9′) sau (9″); debitul de aer va crește mai puțin decît volumul cilindrilor motorului — relația (11) — și aceasta independent de faptul dacă se procedează sau nu la răcirea aerului.

Pentru exemplificare, figura 1 prezintă modul de variație a mărimilor analizate în funcție de scara de similitudine a motorului Diesel supraalimentat.

Analiza performanțelor mașinilor cu palete asemenea cu o mașină model, construită sau ce urmează a fi proiectată, se poate efectua pe baza condiţiilor rezultate din aplicarea teoriei similitudinii. În ipoteza că fluidul de lucru nu efectuează schimb de căldură cu exteriorul şi că se neglijează unele aspecte, ca răcirea discurilor, influenţa turbulenţei curgerii prin reţelele de palete etc., sînt necesari — în afara scării geometrice — opt parametri independenţi între ei, pentru a preciza natura fluidului şi a procesului de lucru, pe baza cărora se poate obţine sistemul de criterii de similitudine [2] şi transpune pe maşina asemenea performanţele maşinii model.

În acelaşi timp, în baza teoriei similitudinii, la procese asemenea rămîn constanţi toţi parametrii adimensionali, formaţi din mărimi cu dimensiuni, cu condiţia ca mărimile să corespundă aceluiaşi regim de lucru. Cu toată diversitatea produsă de modul de definire şi de notaţii [3], [4], [5] etc., pot fi selecţionaţi parametrii cei mai importanţi care să caracterizeze procesul funcţional al maşinii cu palete, astfel:

— unghiurile vitezelor absolute şi relative ale fluidului în reţelele de palete;

— randamentul reţelelor, al treptei şi al maşinii în ansamblu;

— cifra caracteristică a debitului:

$$V_{sp} = \frac{4V_{in}}{\pi d^2 u} = \frac{240}{\pi^2} \frac{GRT_{in}}{n' d^3 p_{in}}, \tag{12}$$

în care: V_{in} este debitul volumic intrat în maşină (m^3/s);

d — diametrul reţelei de palete a turbinei la fibra medie sau al secţiunii de ieşire din rotorul compresorului centrifugal;

u — viteza tangenţială corespunzătoare diametrului d;

n' — turaţia maşinii;

— cifra caracteristică a lucrului mecanic:

$$\overline{H}_{ad} = \frac{2gH_{ad}}{u^2}, \tag{13}$$

unde:

$$H_{ad} = \frac{\varkappa}{\varkappa - 1} RT_{in} \left[\left(\frac{p_{es}}{p_{in}} \right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} - 1 \right]$$

este lucrul mecanic corespunzător evoluţiei izentropice între presiunile de intrare şi ieşire;

— cifra caracteristică a turaţiei:

$$n_{sp} = K_1 \frac{n' V_{in}^{\frac{1}{2}}}{(2gH_{ad})^{\frac{3}{4}}}; \tag{14}$$

— cifra caracteristică a diametrului:

$$d_{sp} = K_2 \frac{d\,(2g\,H_{ad})^{\frac{1}{4}}}{V_{in}^{\frac{1}{2}}}, \tag{15}$$

care se obţin pe baza constatării că, în maşinile cu palete, variaţia de entalpie este proporţională cu pătratul vitezei unghiulare şi al diametrului, adică $2gH_{ai} \cong \omega^2 d^2$, iar $V_{in} \cong \omega d^3$;

— cifra caracteristică a vitezei:

$$u_{sp} = \frac{u}{c_0} = \frac{u}{\sqrt{2gH_{ad}}} = \frac{1}{\sqrt{\overline{H}_{ad}}},$$

care este foarte des utilizată, în special la definirea randamentului treptei turbinei axiale.

Spre deosebire de criteriile de similitudine deduse din relaţiile care exprimă transformările fluidului de lucru, care cuprind mărimi ce caracterizează corelaţia dintre proprietăţile sale fizice şi transformările suferite, cifrele caracteristice fac legătura directă între parametrii cinematici ai curgerii şi transformările fluidului de lucru. Avînd în vedere scopul lucrării, de a stabili parametrii şi relaţiile de bază care să permită aprecierea globală a performanţelor unui grup turbocompresor, format spre exemplu dintr-o turbină axială şi un compresor centrifugal, pentru a stabili gama de agregate necesare în funcţie de cerinţele motoarelor cu ardere internă, se constată că cifrele caracteristice pot exprima explicit această dependenţă, în timp ce criteriile de similitudine stabilesc aceasta indirect, prin determinarea prealabilă a mărimilor cinematice. De remarcat că rezultatele obţinute sînt neinfluenţate atîta timp cît regimurile de lucru sînt în domeniul de automodelare în raport cu criteriile de similitudine, ceea ce presupune mişcarea permanentă, fără schimb de căldură cu mediul exterior, a unui fluid cu aceleaşi caracteristici fizice, iar curgerea determinată de aceleaşi valori ale criteriilor Re şi M sau variaţia lor să fie situată în domeniul Re $\geqslant 2{,}10^5$; M $\leqslant 0{,}6 \div 0{,}7$.

Cum cifrele caracteristice menţionate caracterizează parametrii cinematici ai maşinii cu palete, variaţia redusă a parametrilor cinematici ai treptelor determină un domeniu relativ restrîns al cifrelor caracteristice ale diverselor soluţii constructive. Într-adevăr, reprezentînd într-un sistem de coordonate $\overline{H}_{ad}$, V_{sp} valorile diverselor tipuri de compresoare [6], se constată că, spre exemplu, compresoarele centrifugale au un domeniu bine definit, cuprins între $n_{sp} \cong 0{,}15 \div 0{,}50$ (fig. 2). În acelaşi timp, diagrama $n_{sp} = \mathrm{f}\,(d_{sp})$ pentru compresoarele axiale şi centrifugale (fig. 3) scoate în relief variaţia restrînsă ($0{,}6 \leqslant \overline{H}_{ad} < 1{,}3$) a domeniului compresoarelor centrifugale [7] limitat de valoarea $n_{sp} \leqslant 0{,}5$.

Pentru $n_{sp} = 0{,}1$, canalele rotorului sînt atît de mici încît această soluţie se utilizează extrem de rar la compresoare centrifugale; în schimb, valori mari ale lui n_{sp} duc la scăderea rapidă a cifrei d_{sp}. Din datele prezentate se poate determina relaţia valorilor optime n_{sp} şi d_{sp}. În acest mod se poate preciza un diametru dat, valoarea turaţiei la care randamentul este optim, ca şi domeniul admisibil de abateri pentru o scădere dată a randamentului faţă de valoarea maximă. Pentru turbinele axiale, relaţiile $u_{sp} \sqrt{\overline{H}_{ad}} = 1$ şi $n_{sp}\, d_{sp} = K_1 K_2\, u_{sp}$ stabilesc legătura directă între randamentul turbinei şi mărimile energetice şi cinematice ale curgerii.

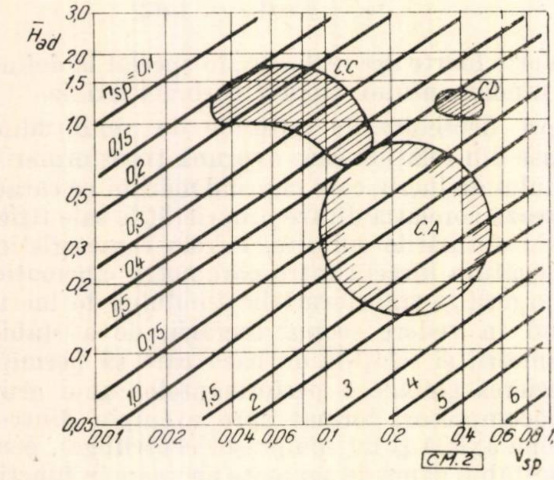


Fig. 2.

Criteriile stabilite permit analiza posibilităţii utilizării unui turbocompresor sau a unei familii de turbocompresoare geometric asemenea, care să satisfacă o familie de motoare provenite din monocilindrul de bază prin mărirea numărului de cilindri sau prin modificarea scării geometrice a motorului.

Relaţiile stabilite anterior (11) precizează legea de variaţie a debitului de aer pentru motorul policilindric:

$$G_r = i\, G_{r=1}\, r^{2,43}, \qquad (16)$$

unde i este numărul de cilindri, ca şi variaţia gradului de comprimare a compresorului Π_c,

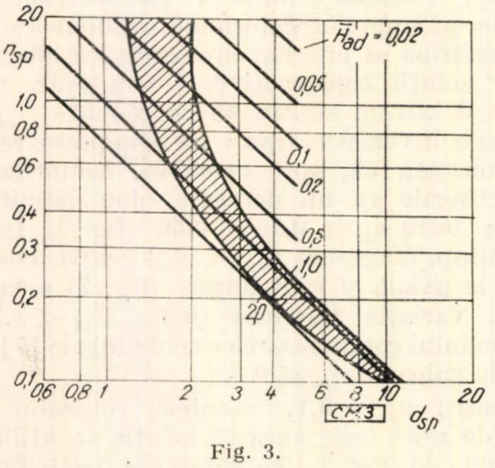


Fig. 3.

în cazul răcirii aerului înaintea intrării în motor:

$$(\Pi_c^*)_r = (\Pi_c^*)_{r=1} \left(\frac{1}{r}\right)^{0,57} \qquad (17')$$

şi fără răcire intermediară:

$$(\Pi_c^*)_r = (\Pi_c^*)_{r=1} \left(\frac{1}{r}\right)^{0,80}, \qquad (17'')$$

unde $G_{r=1}$ este debitul de aer al monocilindrului de bază ($i = 1$; $r = 1$).

În acest caz, coeficientul V_{sp} al compresorului motorului model are forma:

$$(V_{sp})_{r=1} = \frac{240}{\Pi^2} \cdot \frac{G_{r=1} R T_0}{n'_{r=1} d^3 p_0}, \qquad (18')$$

unde R este constanta gazului şi p_0 — presiunea mediului ambiant, iar coeficientul V_{sp} al compresorului motorului similar:

$$(V_{sp})_r = \frac{240}{\Pi^2} \cdot \frac{R T_0}{p_0 d^3} \cdot \frac{i\, G_{r=1}}{n'_r}\, r^{2,43}, \qquad (18'')$$

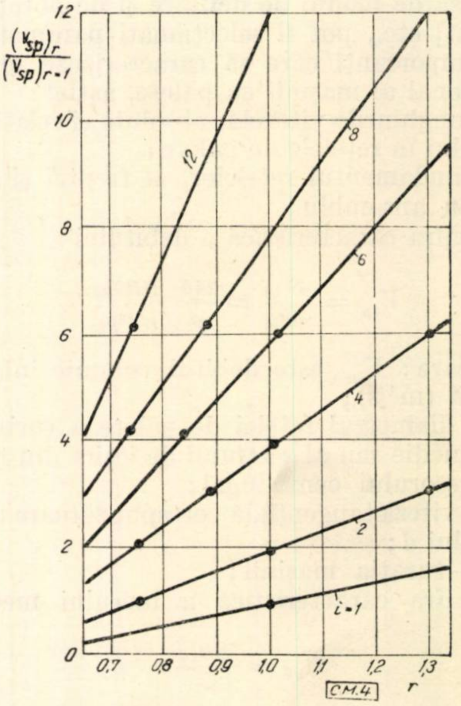


Fig. 4.

unde T_0 este temperatura mediului ambiant. Rezultă că:

$$\frac{(V_{sp})_r}{(V_{sp})_{r=1}} = i\, r^{2,43} \cdot \frac{n'_{r=1}}{n'_r}. \qquad (19)$$

Dacă se impune condiţia suplimentară $n'_{r=1} = n'_r$, adică ambele turbocompresoare să aibă aceeaşi turaţie, se obţine relaţia:

$$\frac{(V_{sp})_r}{(V_{sp})_{r=1}} = i r^{2,43}, \qquad (20)$$

care permite determinarea scării geometrice a motorului cu piston, cu i cilindri, care să poată utiliza turbocompresorul motorului model la aceeaşi valoare a cifrei caracteristice a debitului. În figura 4 s-a reprezentat variaţia raportului

$$\frac{(V_{sp})_r}{(V_{sp})_{r=1}}$$

în funcţie de r (i — parametru).

Se constată că există perechi de valori ale lui r pentru care acest raport este acelaşi, cînd i corespunde numărului posibil de cilindri ai motoarelor analizate, determinate de relaţia :

$$\frac{r_2}{r_1} = \left(\frac{i_1}{i_2}\right)^{\frac{1}{2,43}}. \qquad (21)$$

Valorile acestui raport în funcţie de soluţiile posibile de alegere a numărului de cilindri sînt redate în tabela 2.

Tabela 2

i_1/i_2	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{2}$	2	3	4
r_2/r_1	0,50	0,56	0,64	0,75	0,85	1,29	1,33	1,57	1,77

Rezultă că, dacă două motoare, care au raportul cilindrilor i_1/i_2, sînt geometric asemenea la o anumită scară r_2/r_1, ele pot fi supraalimentate cu acelaşi turbocompresor, fără a-şi modifica cifra caracteristică a debitului V_{sp}.

Pentru a defini complet regimul de funcţionare a maşinii cu palete spre exemplu a compresorului centrifugal, este necesară analiza unei noi cifre caracteristice, spre exemplu :

$$\overline{H}_{ad} = \frac{2gH_{ad}}{u_2^2};$$

în cazul studiat deci :

$$\frac{(\overline{H}_{ad})_r}{(\overline{H}_{ad})_{r=1}} = \frac{(2gH_{ad})_r}{(2gH_{ad})_{r=1}} \cdot \frac{(u_2^2)_{r=1}}{(u_2^2)_r}. \qquad (22)$$

În cadrul ipotezei anterioare $(n'_r = n'_{r=1})$ se constată că nu poate fi obţinută valoarea $(\overline{H}_{ad})_r = (\overline{H}_{ad})_{r=1}$.

Într-adevăr, cum :

$$2gH_{ad} = 2g\frac{\varkappa}{\varkappa - 1} RT_0 \left(\Pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1\right),$$

se poate obţine în baza relaţiei (17') :

$$\frac{(2gH_{ad})_r}{(2gH_{ad})_{r=1}} = \frac{\left(\dfrac{\Pi_c^*}{r^{0,8}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\Pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}, \qquad (23)$$

de unde:

$$\frac{(n')_r}{(n')_{r=1}} = \left[\frac{\left(\dfrac{\Pi_c^*}{r^{0,8}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\Pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}\right]^{\frac{1}{2}}. \qquad (24)$$

Valoarea relaţiei $\frac{(n')_r}{(n')_{r=1}} = f\,(\Pi_c^*,\ r)$ este prezentată în figura 5, din care rezultă influenţa cu atît mai redusă a scării geometrice r, cu cît gradul de comprimare este mai mare.

Dacă turaţia turbocompresoarelor variază conform relaţiei (24), atunci raportul cifrelor caracteristice rămîne constant. În acest caz se poate scrie relaţia (19) astfel :

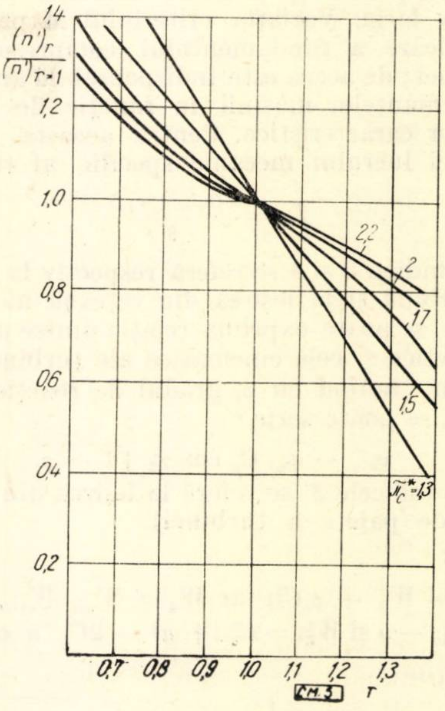


Fig. 5.

$$\frac{(V_{sp})_r}{(V_{sp})_{r=1}} = (i\,r)^{2,43}\left[\frac{\left(\dfrac{\Pi_c^*}{r^{0,8}}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}{\Pi_c^{*\,\frac{\varkappa-1}{\varkappa}} - 1}\right]^{\frac{1}{2}}. \qquad (25)$$

Relaţia $\frac{(V_{sp})_r}{(V_{sp})_{r=1}} = f\,(r,\ i,\ \Pi_c^*)$ este reprezentată în figura 6, pentru $\Pi_c^* = 1,3$ şi 2,2, trasîndu-se doar pentru $i = 12$ curbele $\Pi_c^* = 1,3$; 1,5 ; 2 şi 2,2 pentru a nu încărca prea mult desenul. Din examinarea relaţiei (25) se constată că parametrul suplimentar Π_c^* în cazul compresorului (sau δ_t^* pentru turbină) măreşte gama posibilităţilor de tipizare a turbocompresoarelor ce pot fi utilizate la supraalimentarea motoarelor geometric asemenea, permiţînd obţinerea aceloraşi cifre caracteristice cînd se modifică r şi i în limite suficient de largi.

Trebuie reamintit însă că cifrele caracteristice reflectă satisfăcător similitudinea în maşinile cu palete, atîta timp cît influenţa criteriilor Re şi M nu devine preponderentă. Cum însă, variaţia turaţiei atrage variaţia gradului de comprimare a compresorului (implicit şi a gradului de destindere a turbinei), se va obţine o variaţie sensibilă a criteriilor Re şi M în secţiunile de referinţă ale maşinii. Deşi compresorul centrifugal funcţionează în general în domeniul de automodelare în raport cu cifra Re, iar turbina axială este influențată de criteriul Re numai la temperaturi foarte mari și presiuni scăzute, totuși influența cifrei M nu poate fi neglijată, cînd Π_c^* și n' se modifică în limite relativ largi. Variația criteriului M produce o modificare a randamentului compresorului și turbinei ; de aceea este indispensabilă analizarea performanțelor mașinii în funcție de variația cifrelor caracteristice. Pentru aceasta, pe baza relației lucrului mecanic specific al turbinei :

$$L_u = \frac{u\,(c_{3'u} + c_{4u})}{g}$$

unde indicii 3 și 4 se referă respectiv la intrarea în turbină și la ieșirea din rețeaua mobilă de palete, se poate exprima relația dintre mărimile energetice și cele cinematice ale turbinei. Într-adevăr, notînd cu ρ_t gradul de reacție a turbinei, se poate scrie :

$$c_{3'u} = \varphi_{pf}\, C_0 \cos \alpha_{3'} \sqrt{1 - \rho_t}$$

(unde indicele 3′ se referă la ieșirea din rețeaua fixă de palete a turbinei).

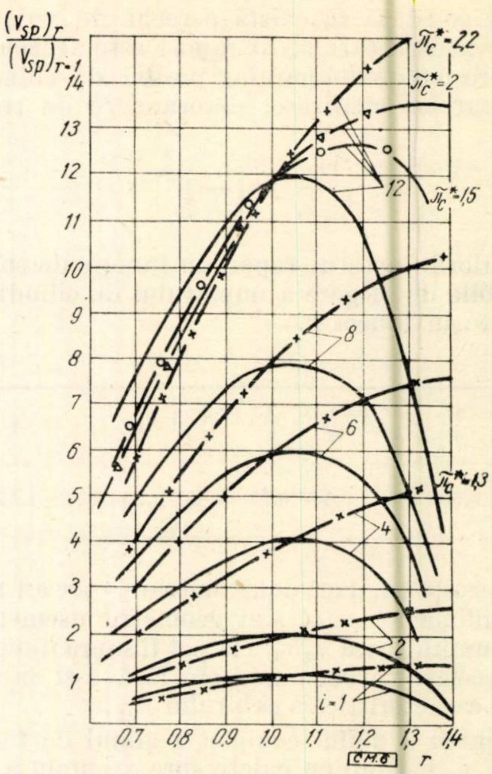


Fig. 6.

Cum :

$W_{4id}^2 = W_{3'}^2 + \rho_t C_0^2$, iar $W_4 = \Psi_{pm}\, W_{4id}$; $C_{4u} = W_{4u} - u$ și $W_{3'}^2 = C_{3'}^2 + u^2 - 2C_{3'}\, u \cos \alpha_{3'}$

se obține :

$$C_{4u} = C_0\left[\Psi_{pm} \cos \beta_4 \sqrt{\varphi_{pf}^2 + \rho_t (1 - \varphi_{pf}^2) - 2\varphi_{pf} \frac{u}{C_0} \cos \alpha_{3'} \sqrt{1 - \rho_t} + \left(\frac{u}{C_0}\right)^2} - \frac{u}{C_0}\right], \tag{27}$$

lucrul mecanic specific fiind :

$$L_u = \frac{uC_0}{g}\left[\varphi_{pf} \cos\alpha_{3'} \sqrt{1 - \rho_t} - \frac{u}{C_0} + \Psi_{pm} \cos\beta_4 \sqrt{\varphi_{pf}^2 + \rho_t(1 - \varphi_{pf}^2) - 2\,\varphi_{pf} \frac{u}{C_0} \cos\alpha_{3'} \sqrt{1 - \rho_t} + \left(\frac{u}{C_0}\right)^2}\right]. \tag{28}$$

Cum $n_{sp}\, d_{sp} = \frac{u}{C_0}$, randamentul relativ al turbinei poate fi scris astfel :

$$\begin{aligned}\eta_u = 2\, n_{sp}\, d_{sp}\Big[&\varphi_{pf} \cos \alpha_{3'} \sqrt{1 - \rho_t} - n_{sp}\, d_{sp} + \\ &+ \Psi_{pm} \cos \beta_4 \sqrt{\varphi_{pf}^2 + \rho_t (1 - \varphi_{pf}^2) - 2\,\varphi_{pf}\, n_{cp}\, d_{sp} \cos \alpha_{3'} \sqrt{1 - \rho_t} + (n_{sp}\, d_{sp})^2}\,\Big].\end{aligned} \tag{29}$$

Din datele experimentale existente [7] rezultă că mărimile φ_{pf}, $\alpha_{3'}$ și β_4 sînt independente de regimul de lucru în regim subsonic, iar în regim supersonic depind direct de gradul de destindere din rețeaua de palete fixe, respectiv mobile. În acest caz :

$$\alpha_{3'_{scr}} = \arcsin \frac{\left[\sigma_{pf}^*\, q\,(\lambda_{c3'})\right]_{cr} \sin \alpha_{3'} f}{\left[\sigma_{pf}^*\, q\,(\lambda_{c3'})\right]_{scr}}, \tag{30}$$

în care $\sigma_{pf}^* = \frac{p_{3'}^*}{p_3^*}$ reprezintă raportul presiunilor totale la ieșirea și intrarea în rețelele fixe, iar produsul :

$$\sigma_{pf}^*\,(\lambda_{c3'}) = \lambda_{c3'}\left(\frac{(\varkappa + 1)}{2}\right)^{\frac{1}{\varkappa-1}} \frac{\left(1 - \frac{\varkappa-1}{\varkappa+1} \cdot \frac{\lambda_{c3'}^2}{\varphi_{pf}^2}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}}}{1 - \frac{\varkappa-1}{\varkappa+1}\, \lambda_{c3'}^2} \tag{31}$$

este calculat direct pentru diverse valori ale lui $\lambda_{c3'}$. Variația unghiului $\beta_{3'}$ nu influențează valoarea unghiului β_4 cu excepția regimului supracritic, cînd :

$$\beta_4 = \arcsin \frac{\left[\sin \beta_{3'}\, q\,(\lambda_{w3'})\right]_{cr}}{\sigma_{pm}^*\, q\,(\lambda_{w4})}. \tag{32}$$

Variația unghiului $\beta_{3'}$, produsă de modificarea vitezei $c_{3'}$ sau u, trebuie să modifice intensitatea pierderilor prin frecări, de aceea coeficientul Ψ_{pm} este funcție atît de valoarea vitezei relative λ_{w4}, cît și de unghiul $\beta_{3'}$. Se precizează că λ_{w4} influențează insensibil valoarea lui Ψ_{pm}, în schimb unghiul $\beta_{3'}$ are o influență mare, în special pentru unghiuri de atac pozitive. Relația $\Psi = f\,(\beta_{3'}, \lambda_{w4})$ trebuie dedusă experimental, unele metode de calcul avînd la bază ipoteze simplificatoare neverificate integral în practică.

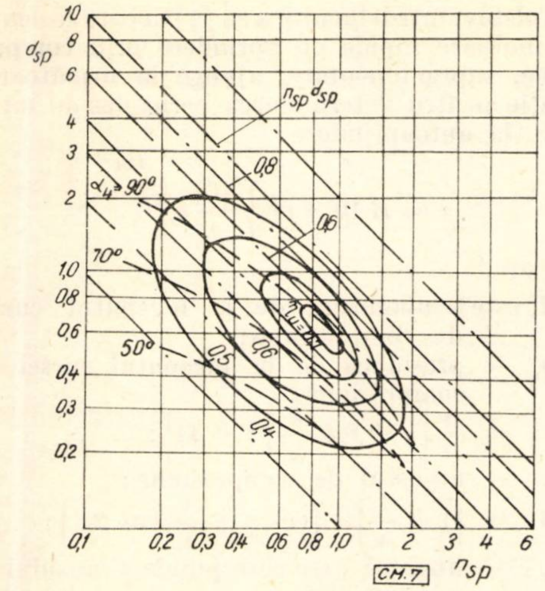


Fig. 7.

Valoarea lui Ψ_{pm} la regimuri diferite de cel nominal se poate calcula cu relaţia:

$$\Psi_{pm} = (\Psi_{pm})_{nom}\sqrt{1 - A\bar{\alpha}^2}\,, \qquad (33)$$

în care: $\bar{\alpha} = 1 - \frac{\beta_{3'}}{\beta_{3'_{nom}}}$ este coeficient corespunzător unghiului de atac.

$A = 0{,}8 \div 1{,}0$ pentru unghiuri de atac pozitive; $A = 0{,}1 \div 0{,}2$ pentru cele negative.

Relaţia este valabilă pentru $\bar{\alpha} = 0{,}5 \div 1{,}25$ şi $M_{w4} \leqslant 0{,}9$, pentru reţelele active şi reactive, utilizate în mod curent în turbinele cu gaze. Determinarea variaţiei coeficientului Ψ_{pm} permite calculul caracteristicii turbinei [8], pe baza căreia se poate trasa în planul $n_{sp} - d_{sp}$ variaţia randamentului η_u. Întrucît unul dintre parametrii principali care determină variaţia randamentului este criteriul $n_{sp} - d_{sp}$, este comodă reprezentarea caracteristicii într-o diagramă dublu logaritmică (fig. 7) pe care s-au trasat curbele corespunzătoare condiţiilor α_4 = const.

Diagrama, obţinută cu datele unui grup de supraalimentare fabricat în ţară, formează o imagine mai completă asupra performanţelor turbinei la regimuri diferite de cel nominal şi permite determinarea influenţei simultane a diverşilor parametri funcţionali asupra regimului de lucru. Pe baza ei se poate stabili în ce măsură se modifică performanţele grupului cînd condiţiile impuse de motor sînt schimbate, deci să se aprecieze dacă micşorarea performanţelor grupului, destinat altui tip de motor, este încă avantajoasă sau necesită realizarea unui grup nou. În mod invers, se poate stabili limita de variaţie a elementelor motorului astfel încît performanţele grupului să rămînă în limitele admisibile de variaţie a performanţelor.

---

[1] *Vasilescu, C. A.* şi *Pimsner, V.* Cifra caracteristică a sarcinii termice la motoarele cu aprindere prin compresiune supraalimentate. In: Studii şi cercetări de energetică, nr. 3, 1964. [2]. *Pimsner, V.* Unele aspecte ale similitudinii turbinelor cu gaze. In: Studii şi cercetări de energetică, nr. 2, 1962. [3] *Eckert, B.* Dimensionslose Kenngrossen von Gebläsen und Verdichtern. In: A T Z, 1944, p. 1—7. [4] *Marcinowski, H.* Kennwerte für Strömungsmaschinen, VDI — Berichte, 1955, vol. **3**. [5] *Traupel, W.* Thermische Turbomaschinen. Vol. **1**: Thermodynamischer — strömungstechnische Berechnung. Berlin, Springer, 1958. [6] *Eckert, B.* şi *Schnell, E.* Axial und Radialkompressoren. Berlin, Springer, 1953. [7] *Cordier, O.* Aenlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen. In: BWK, 5, p. 337, 1953. [8] *Pimsner, V.*, *Vasilescu, C. A.* şi *Rădulescu, G. A.* Energetica turbomotoarelor cu ardere internă. Bucureşti, Ed. Academiei R.P.R., 1964.

CZ 621.436.043

Relaţii matematice pentru aprecierea perioadei de întîrziere la autoaprindere la motoarele Diesel

MIRCEA NĂSTASE

Cercetările întreprinse, încă la începutul dezvoltării motoarelor Diesel, au arătat că prima fază a procesului de ardere din aceste motoare, perioada de întîrziere la autoaprindere, condiţionează fazele ulterioare şi procesul de combustie în ansamblu. Această influenţă se reflectă asupra funcţionării şi asupra parametrilor tehnico-economici ai motorului.

O perioadă mare de întîrziere la autoaprindere duce la o funcţionare dură, o viteză de rotaţie redusă, o presiune maximă ridicată, o putere efectivă mică, o economicitate rea a motorului.

Pentru aprecierea mărimii perioadei de întîrziere la autoaprindere, diferiţi cercetători au analizat parametrii care condiţionează această mărime, în scopul de a stabili o relaţie de calcul.

Pornind de la faptul că doi dintre factorii care influenţează perioada de întîrziere la autoaprindere sînt mai importanţi — presiunea şi temperatura — şi că reacţia de oxidare se produce în lanţuri ramificate, N. N. Semenov [1] a dedus teoretic o relaţie pentru determinarea perioadei de întîrziere la autoaprindere, în condiţiile unui amestec omogen.

Această relație este de forma :

$$\tau\, p^n\, \mathrm{e}^{-\frac{E}{RT}} = \text{const.},$$

în care :

τ — este perioada de întîrziere la autoaprindere ;
p — presiunea din camera de ardere ;
T — temperatura absolută din camera de ardere ;
E — energia de activare a moleculelor de substanțe care reacționează ;
n — exponent care depinde de numărul de reacții care se formează și care se întrerup ;
R — constanta gazelor.

Relația a fost verificată de cercetările practice făcute de diferiți autori, dintre care Neumann și Egorov.

Pe baza acestei relații, efectuînd o serie de studii în condiții de laborator, Wolfer [2] a ajuns la concluzia că, și în cazul proceselor din motoarele cu aprindere prin compresiune, perioada de întîrziere la autoaprindere poate fi exprimată printr-o relație similară, și anume :

$$\tau = \frac{c_1}{p^n}\, \mathrm{e}^{\frac{c_2}{T}},$$

în care c_1, c_2 sînt constante, determinate experimental.

Calculînd aceste constante în condițiile experiențelor făcute în bombă, Wolfer a găsit următoarele valori : $c_1 = 0{,}44$; $c_2 = 4560$; $n = 1{,}16$.

Serbinov [3], refăcînd experiențele, a constatat că, pentru domeniul de temperatură care există în timpul funcționării motorului, în camera de ardere, valorile constantelor din această relație experimentală sînt :

$c_1 = 0{,}16-0{,}20$ — pentru combustibili ușori ;
$c_1 = 0{,}43$ — pentru combustibili grei ;
$c_2 = 3\,200-3\,500$ — pentru combustibili ușori ;
$c_2 = 2\,900$ — pentru combustibili grei ;
$n = 0{,}4$.

Serbinov a explicat obținerea acestor valori, diferite de acelea determinate de Wolfer, ca fiind datorită atît unor greșeli pe care le-a făcut acesta din urmă în trasarea curbelor pe baza cărora s-au calculat constantele, cît și unor greșeli de experimentare.

Tolstov, într-o lucrare a sa [4] în care se ocupă de motoare rapide cu aprindere prin compresiune, supraalimentate, ajunge la următoarea relație pentru determinarea perioadei de întîrziere la autoaprindere :

$$\tau = B\, 10^{-2} \sqrt{c} \sqrt{\frac{T_c}{p_c}}\, \mathrm{e}^{\frac{Ec^{0,34}}{RT_c}},$$

în care :

T_c este temperatura de la începutul cursei de compresiune ;
p_c — presiunea de la începutul cursei de compresiune ;
$c = \frac{1}{\varepsilon}\left[1 + 0{,}5\frac{\delta}{\beta}(\varepsilon - 1)\right]$;
ε — raportul de compresiune ;
$\delta = \left(1 + \frac{\lambda}{4}\right) - \left(\cos\varphi + \frac{\lambda}{4}\cos 2\varphi\right)$;
φ — unghiul care corespunde avansului la injecție ;
λ — raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei ;
$\beta = \frac{V_h'}{V_h}$;
V_h' — volumul util al cilindrului, corespunzător cursei pistonului după închiderea supapei de admisiune ;
V_h — cilindreea ;
E — energia convențională de activare, care ține seamă de procesul de evaporare a combustibilului ;
$B = B_0(1 + K.n)$;
$B_0 = 12\cdot10^{-4}$;
$K = 1{,}6\cdot10^{-4}$;
n — turația motorului ;
R — constanta gazelor.

Cercetări recente efectuate pe instalații experimentale speciale, în condiții analoge acelora din camerele de ardere ale motoarelor Diesel, au arătat existența autoaprinderii polistadiale. S-au identificat două perioade de inducție : la aprindere cu flacără rece și la aprindere cu flacără caldă.

A. S. Sokolik și V. T. Basevici [5] consideră că perioada de întîrziere la autoaprindere și cele două perioade de inducție componente sînt definite de relația de forma :

$$\tau p^n\, \mathrm{e}^{-\frac{c}{T}} = \text{const.}$$

Pentru coeficienții n, c, ei dau valorile indicate în tabela 1.

Tabela 1

Caracteristicile combustibilului	Perioada de inducție la flacără rece		Perioada de inducție la flacără caldă		Perioada de întîrziere la autoaprindere	
	c	n	c	n	c	n
Petrol	1,8–2,3	0,6–0,8	1,2–1,3	1,4–1,6	1,5–2,8	0,7–1,4
Combustibil cu cifră cetanică mică	2,5–3	0,6–0,7	2–4	1,6–2,2	2,2–2,8	1,2–1,5
Combustibil cu cifră cetanică ridicată	3,3–5	0,2–0,9	1,7–2	1,5–2	2,5–3,5	1,6–1,8

În cazul hidrocarburilor cu aprindere bistadială, Rögener dă relaţiile [6]:

$$\tau_1 = 8{,}1\cdot 10^{1,2}\cdot p^{0,3}\cdot e^{\frac{15\,100}{T}};$$

$$\tau_2 = 0{,}5\cdot 10^{1,82}\cdot e^{\frac{1\,400}{T}},$$

în care τ este exprimat în secunde, p în atmosfere şi T în grade absolute.

Se constată că majoritatea relaţiilor sînt de aceeaşi formă, diferind între ele prin coeficienţii n, c_1, c_2, care au fost determinaţi experimental.

Diferenţele foarte mari dintre valorile constantelor se explică prin faptul că autorii aplică la motoare rezultatele obţinute în condiţii de bombă — care reuşesc într-o măsură mai mică sau mai mare să reprezinte procesele din motoare.

Cele mai multe studii se referă la amestecuri omogene, unde fenomenul autoaprinderii este mai uşor de studiat. Evident, aplicarea unor formule deduse în asemenea condiţii duce la anumite erori.

Dintre relaţiile amintite mai cunoscute sînt două (stabilite în condiţii de bombă) : relaţia lui Wolfer şi relaţia determinată de Serbinov.

Autorii şi-au propus să determine — pentru un motor Diesel cu camere separate de turbulenţă — mărimea perioadei de întîrziere la autoaprindere, în diferite condiţii de funcţionare (sarcină, avans), pe baza relaţiilor propuse de Wolfer şi Serbinov şi să compare rezultatele obţinute cu valorile corespunzătoare, determinate experimental.

Verificarea experimentală s-a făcut pe un motor D — 36 M.

Rezultatele obţinute sînt prezentate în figurile 1 şi 2 (fig. 1: avans la injecţie 9—10 grade rotaţie a arborelui cotit; *1* — perioada de întîrziere la autoaprindere, determinată experimental; *2* — perioada de injecţie la autoaprindere, calculată cu relaţia propusă de Wolfer, cu coeficienţii: $n = 1{,}19$, $c_1 = 0{,}44$, $c_2 = 4\,560$; *3—7* perioada de întîrziere la autoaprindere, calculată cu relaţia propusă de Serbinov, cu coeficienţii: 3) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}16$, $c_2 = 3\,000$; 4) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}16$, $c_2 = 2\,800$; 5) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}20$, $c_2 = 3\,000$; 6) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}20$, $c_2 = 2\,800$; 7) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}20$, $c_2 = 2\,500$; fig. 2: avans la injecţie 3—4 grade rotaţie a arborelui cotit; *1* — perioada de întîrziere la autoaprindere, determinată experimental; *2* — perioada de întîrziere la autoaprindere, calculată cu relaţia propusă de Wolfer, cu coeficienţii: $n = 1{,}19$, $c_1 = 0{,}44$, $c_2 = 4\,560$; *3—7* perioada de injecţie la autoaprindere, calculată cu relaţia propusă de Serbinov, cu coeficienţii: 3) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}16$, $c_2 = 3\,000$; 4) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}16$, $c_2 = 2\,800$; 5) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}20$, $c_2 = 3\,000$; 6) $n = 0{,}4$, $c_1 = 0{,}20$, $c_2 = 2\,800$; 7) $n = 0{,}4$), $c_1 = 0{,}20$, $c_2 = 2\,500$).

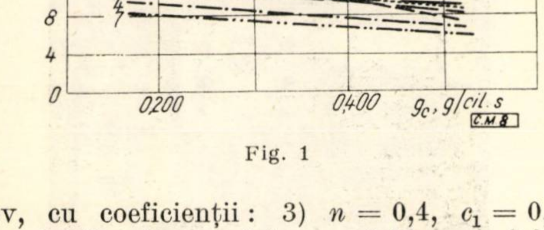


Fig. 1

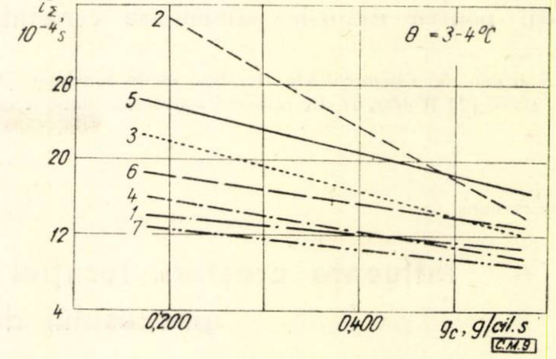


Fig. 2

Se menţionează că mărimea perioadei de întîrziere la autoaprindere a fost calculată considerînd presiunea şi temperatura de la începutul injecţiei.

Din analiza acestor diagrame se constată că:

— nici una dintre relaţii nu reuşeşte să reprezinte perioada de întîrziere la autoaprindere, în diferitele regimuri de funcţionare, oricare ar fi coeficienţii aleşi;

— relaţia propusă de către Wolfer prezintă abaterile cele mai mari;

— relaţia indicată de Serbinov, şi anume cu valorile minime propuse de autor pentru coeficienţii c_1 şi c_2, duce la rezultate mai apropiate de acelea determinate experimental, erorile fiind şi în acest caz mari. Rezultate optime s-au obţinut pentru : $c_1 = 0{,}16$ şi $c_2 = 2\,800$.

Cercetînd procesele fizico-chimice care au loc în perioada de întîrziere la autoaprindere, se constată că variaţia acestor procese este diferită în funcţie de condiţiile din motor şi datorită influenţei unor parametri, ca de exemplu turbulenţa aerului din cameră. Pînă în prezent nu sînt date suficiente pentru stabilirea unei expresii matematice care să reflecte interdependenţa care există între procesele fizico-matematice din perioada de întîrziere la autoaprindere. De aceea, autorul consideră prematură stabilirea unor noi formule, deoarece valabilitatea lor pentru toate motoarele şi pentru toate condiţiile de funcţionare ale acestora este de acelaşi ordin de mărime ca şi în cazul relaţiilor existente.

Totuşi, o relaţie de tipul acelora determinate de Serbinov sau Wolfer este avantajoasă pentru aprecierea perioadei de întîrziere la autoaprindere prin simplitate, deşi valorile obţinute nu corespund cu mărimile reale.

În concluzie, folosirea unei relații de calcul de tipul celor prezentate este utilă, obținîndu-se însă numai valori orientative pentru perioada de întîrziere la autoaprindere.

E de dorit ca, pe baza experimentării unor anumite tipuri de motoare, să se determine relații pentru cazurile particulare cercetate.

---

[1] *Semenov, N.* Chemical kinetics and chain reaction. Oxford, 1935. [2] *Wolfer, H.* Le retard à l'allumage dans le moteur Diesel. In : Rev. techn. Sultzer, nr. 3, 1939. [3] *Serbinov A.S.* Roli fiziceskih i himiceskih proțessov pri samavosplamenenii raspîlenîh jidkih topliv. Sgoranie v transportnîh proșnevîh dvigateliah. Moscova, Izd. Ak. Nauk S.S.S.R., 1951. [4] *Tolstov, L.* Contribuții la teoria procesului de funcționare a unui motor rapid cu aprindere prin compresiune (trad. din l. rusă) — Dvigateli s vosplaneniem ot sjatia. Moscova, 1951. [5] *Sokolik, A. S. și Basevici, V. T.* O kineticeskoi prirode samovosplamenenia v usloviah dizeliah. In : Jurn. fiz. himii XXVIII, nr. 11, 1954. [6] *Combe, A., Guenoche, H.* și *Meyer, C.* Les machines à compression rapide. In : Rev. de l'Inst. franc. du pétrole, nr. 3, 1957.

CZ 621.436.038.5

Influența creșterii turației pompei U 17 FS 10×10 asupra procesului de injecție și ardere

LUCIAN TEODORESCU

Creșterea regimului de turație a motoarelor, care reprezintă o tendință generală de dezvoltare, ridică problema menținerii caracteristicilor energetice și, respectiv, a performanțelor acestora.

Creșterea turației afectează în principal evoluția arderii : în mod direct, prin modificarea factorilor de care depinde acest proces ; în mod indirect, prin intermediul altor parametri care sînt influențați de turație și care afectează la rîndul lor procesele energetice din motor.

Unul dintre factorii care acționează direct asupra evoluției arderii și care este puternic influențat de creșterea turației este procesul de injecție.

În acest articol se vor prezenta unele aspecte experimentale semnificative ale influenței creșterii turației asupra procesului de injecție la pompa U 17 FS 10 × 10 între limitele 600—900 rot/min, precum și consecințele acesteia asupra desfășurării procesului de ardere în motorul cu antecameră, D—50.

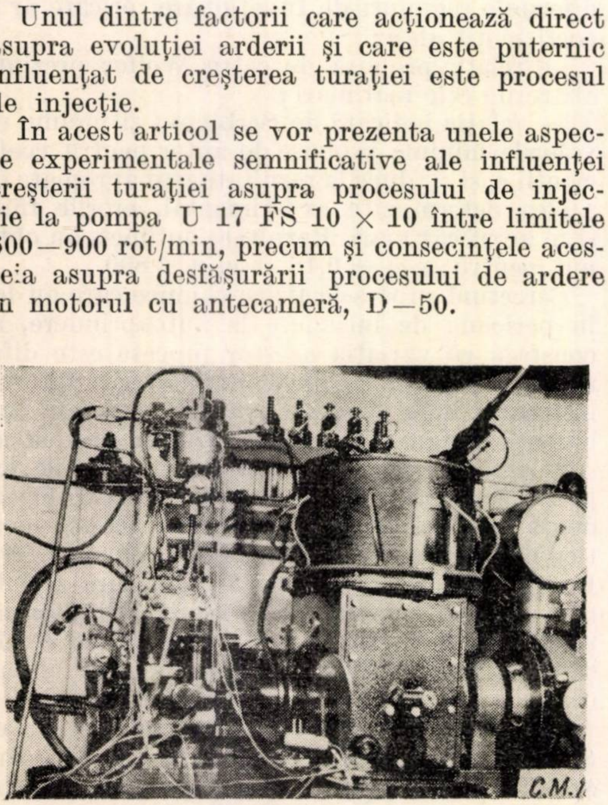


Fig. 1

Instalația experimentală folosită [1] a fost compusă dintr-un banc de probă, la care a fost adaptată aparatura pentru determinarea legii de injecție și sistemul de obținere a unei singure injecții (fig. 1).

Urmărirea procesului din echipamentul de injecție a fost făcută cu ajutorul unor indicatoare piezoelectrice (fig. 2 : instalația de oscilografe), iar determinarea mișcării acului, cu ajutorul unui sistem de bobină de inducție, frecvent întîlnit în acest scop.

Un aspect deosebit de interesant îl prezintă influența turației asupra variațiilor de presiune, atît în zona pompei de injecție, cît și în zona injectorului.

În figura 3 se prezintă oscilogramele presiunilor la pompă și la injector, în patru regi-

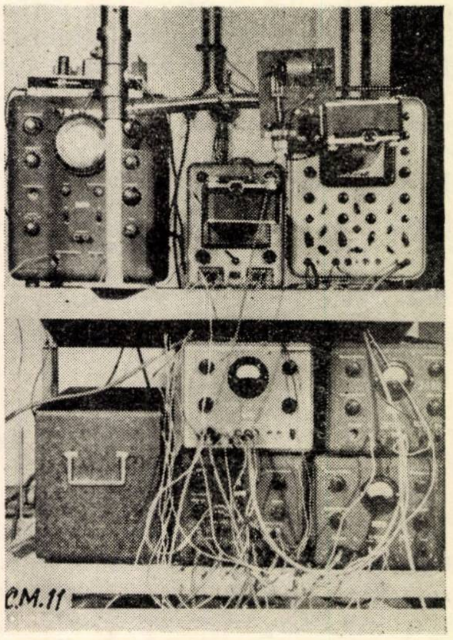


Fig. 2

muri de turaţii: a) $n = 600$ rot/min; b) $n = 700$ rot/min; c) $n = 800$ rot/min; d) $n = 900$ rot/min (în poziţia superioară, diagrama de variaţie a presiunii la injector; în poziţia inferioară, diagrama de variaţie a presiunii la pompă).

Se poate remarca în primul rînd faptul că, o dată cu creşterea turaţiei, maximul de presiune, atît la pompă, cît şi la injector, capătă o deplasare sensibilă spre sfîrşitul procesului de injecţie. Această deplasare va influenţa direct, pe de o parte, asupra legii de debitare la pulverizator, iar pe de altă parte, asupra structurii jetului de combustibil pulverizat.

Se subliniază de asemenea faptul că domeniul valorilor maxime de presiune la injector se încadrează în limite mai restrînse la turaţiile mici, lărgindu-şi mult domeniul la turaţiile mai ridicate; această lărgire influenţează asupra omogenităţii pulverizării şi indirect asupra evoluţiei procesului de ardere din motor.

Efectul conductei dintre pompă şi injector se traduce prin atenuarea variaţiilor de presiune de la un capăt la celălalt, cu menţinerea în ansamblu a alurei generale de variaţie.

Se remarcă alura deosebit de aplatisată a variaţiilor de presiune, în special în jurul turaţiei de 600 rot/min, ceea ce în mod cert va condiţiona o structură mult mai omogenă, respectiv o pulverizare mai uniformă.

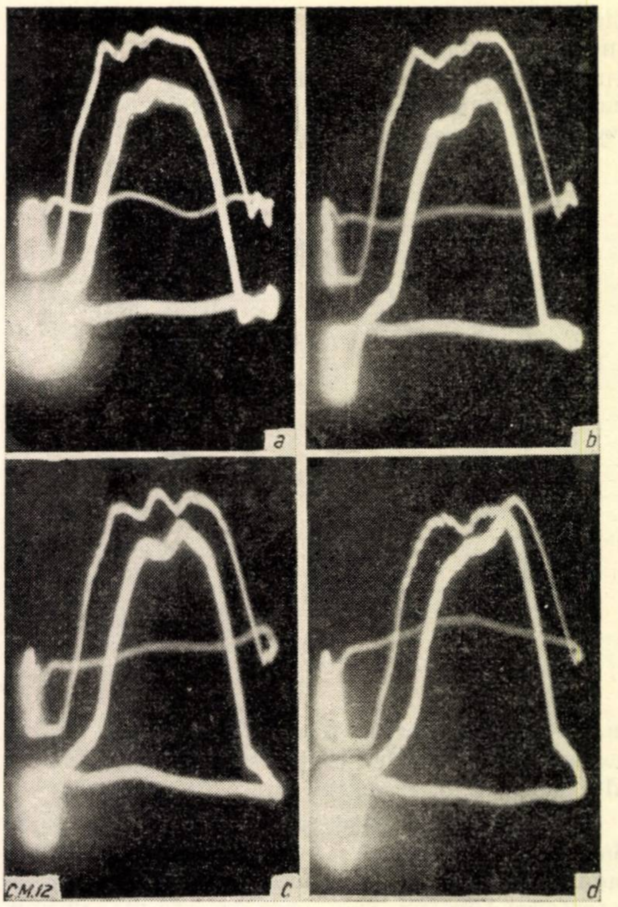


Fig. 3

Existenţa unor variaţii de presiune relativ mai lente în perioada iniţială a procesului de injecţie are un efect sensibil, în special asupra penetraţiei jetului în perioada de început a arderii; datorită perioadei de întîrziere la autoaprindere, acest efect va fi accentuat în sensul că începutul procesului de ardere va fi deplasat şi mai mult în sensul întîrzierii sale.

O altă observaţie, legată în special de alura de variaţie a presiunii la pompa de injecţie, este aceea că valorile maximului de presiune cresc în mod sensibil, putînd în acest fel duce eventual la o uzură ceva mai accentuată a elementelor în mişcare din ansamblul pompei.

Influenţa creşterii turaţiei se face mai puţin remarcată asupra mişcării acului pulverizator. În figura 4 sînt prezentate oscilogramele care prind mişcarea acului cu ajutorul unei bobine: a) $n = 600$ rot/min; b) $n = 700$ rot/min; c) $n = 800$ rot/min; d) $n = 900$ rot/min.

Se remarcă în primul rînd faptul că, o dată cu creşterea tura-

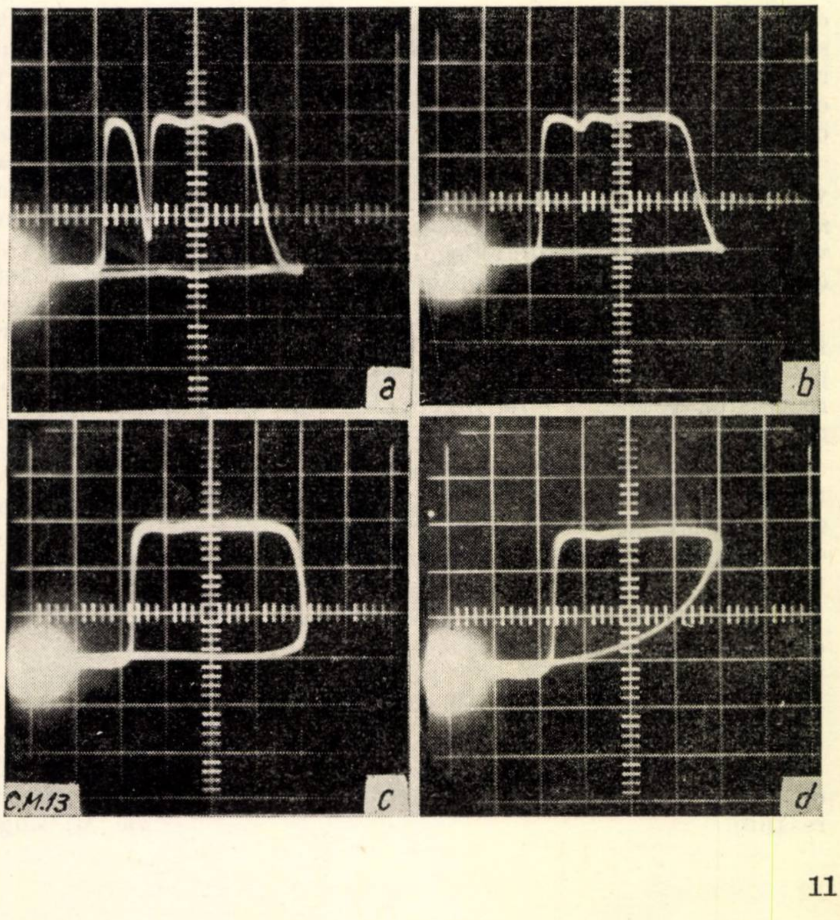


Fig. 4 →

ţiei, ridicarea acului se face mult mai net; în aceste condiţii apare evident faptul că, la turaţii ridicate, controlul debitului la pulverizator va fi făcut aproape în exclusivitate de regimul de presiune din injector — şi din camera de ardere a motorului — ceea ce va accentua influenţa pe care o exercită variaţia de presiune la injector.

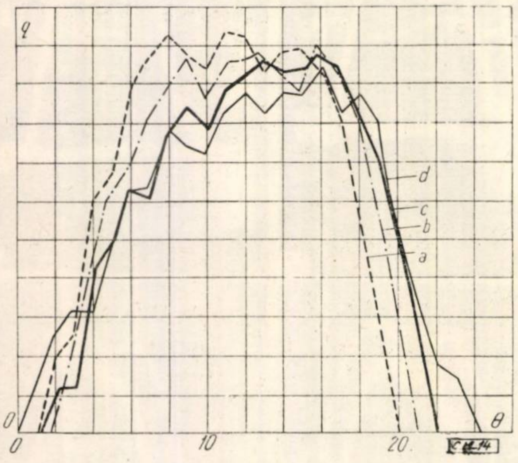


Fig. 5

De asemenea, mişcarea acului începe să se facă cu o întîrziere relativ mică; aşezarea acului pe sediu se face mult mai lent, o dată cu creşterea turaţiei, şi — ceea ce este mai important — momentul de aşezare pe sediu se deplasează sensibil, prelungind în acest fel injecţia de combustibil. Legat de acest aspect se poate sublinia faptul că durata, în grade de rotaţie, a ridicării acului creşte o dată cu turaţia, ceea ce va influenţa în acelaşi sens durata procesului de injecţie.

Evident, prelungirea procesului de injecţie va determina o prelungire a procesului de ardere spre perioada de destindere, fapt care va influenţa atît regimul termic al motorului, cît şi caracteristicile acestuia.

Se mai poate sublinia faptul că, datorită inerţiei sale, la turaţii ridicate acul este mai puţin influenţat în mişcarea sa de efectul resortului actual. Oscilaţiile acului sînt atenuate o dată cu creşterea turaţiei.

Legată de influenţa exercitată de creşterea turaţiei asupra presiunii la pulverizator şi asupra mişcării acului, trebuie arătată influenţa exercitată asupra debitului de combustibil.

În figura 5 se prezintă comparativ curbele de debit raportate la unghiul de rotaţie, pentru patru turaţii: *a*) $n = 600$ rot/min; *b*) $n = 700$ rot/min; *c*) $n = 800$ rot/min; *d*) $n = 900$ rot/min.

Din examinarea acestor diagrame se pot desprinde cîteva observaţii deosebit de interesante.

Alura curbelor de debit la pulverizator marchează în general o zonă de valori maxime care, pe măsura creşterii turaţiei, se deplasează spre zona de sfîrşit de injecţie, ceea ce se explică prin alura de variaţie a presiunii, corelată cu diagramele de mişcare a acului pulverizatorului.

Deplasarea acestui maxim spre sfîrşitul injecţiei va duce la valori relativ reduse ale vitezei de creştere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \theta}$, în perioada iniţială a procesului de ardere şi, evident, va deplasa regimul de presiuni ridicate din cilindrul motorului spre destindere.

De asemenea, micşorarea debitului de combustibil în perioada iniţială a injecţiei va duce la acumulări relativ mici de combustibil în antecameră, în perioada de întîrziere la autoaprindere, ceea ce va micşora capacitatea de expulzare a amestecului din antecameră şi, respectiv, posibilitatea de realizare a unui amestec bun de aer şi combustibil în camera principală de ardere.

Valorile maxime ale debitului mediu la pulverizator scad o dată cu creşterea turaţiei, ceea ce va accentua scăderea vitezei de creştere a presiunii $\frac{\Delta p}{\Delta \theta}$ pe întregul ciclu.

Se remarcă în special în domeniul turaţiilor reduse (600—700 rot/min) o aplatisare sensibilă a curbei de debit, respectiv o îngustare a domeniului de variaţie a debitelor maxime; acest fapt va influenţa în mod pozitiv asupra caracteristicilor de pulverizare, determinînd în special o îmbunătăţire a omogenităţii structurii jetului.

Legată de creşterea duratei de ridicare a acului pulverizatorului se remarcă şi la legea de debit o alungire a sa o dată cu creşterea turaţiei, ceea ce va accentua deplasarea arderii în perioada de destindere, înrăutăţind în acest fel performanţele motorului. Corecţiile eventuale ale avansului la injecţie pot reduce în general această influenţă. Spre turaţiile ridicate însă, aceste corecţii nu mai au un efect sensibil, datorită celorlalţi parametri variabili care afectează mult mai intens procesul de ardere.

Legile de debit la pulverizator, reflectînd în mod semnificativ variaţiile de presiune la injector precum şi variaţiile din mişcarea acului pulverizatorului, vor accentua, în special la începutul şi sfîrşitul injecţiei, efectul acestora; penetraţia jetului va scădea în aceste perioade o dată cu creşterea turaţiei şi de asemenea se va înrăutăţi omogenitatea pulverizării.

Pentru punerea în evidenţă a influenţei creşterii turaţiei asupra caracteristicii de pulverizare s-au captat picăturile realizate în o singură injecţie de combustibil, la turaţia respectivă. Metodologia utilizată pentru efectuarea acestor experimentări a fost cea folosită de M. Zugrăvel [2]. Captarea picăturilor s-a

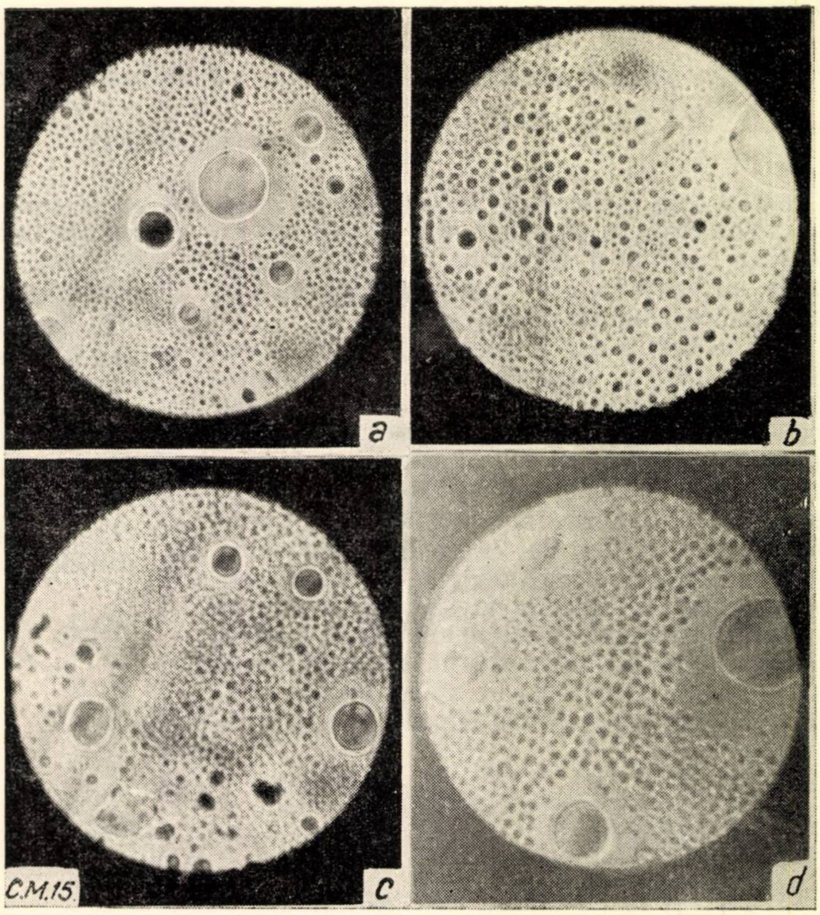


Fig. 6

făcut în condiții de contrapresiune normală pentru toate încercările.

Rezultatele acestor experimentări pun în evidență comparativ, în mod general, modul în care se modifică structura jetului o dată cu creșterea turației.

În figura 6 sînt prezentate imagini comparative ale distribuției picăturilor pentru diferite turații : *a*) $n = 600$ rot/min ; *b*) $n = 700$ rot/min ; *c*) $n = 800$ rot/min ; *d*) $n = 900$ rot/min.

Se pot face următoarele observații pe baza analizei comparative a structurii jetului. Se pare că omogenitatea de pulverizare prezintă o valoare optimă în jurul turației de 700 rot/min, după care, o dată cu creșterea turației, se înrăutățește. Acest optim este explicabil prin faptul că, pe de o parte, alura curbei medii de debit prezintă cele mai puține sinuozități, menținînd un maxim variabil în limite relativ restrînse, cum și prin alurile curbelor de variație a presiunii la pulverizator și de ridicare a acului pulverizatorului, care de asemenea se apropie sensibil de un palier. Acest aspect va condiționa o evoluție corectă a procesului de ardere, structura jetului în acest caz avînd un număr mai restrîns de picături mari, picături care în general prelungesc atît perioada de întîrziere la autoaprindere, cît și însuși procesul de ardere.

În ceea ce privește influența acestei structuri asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere, este mai greu să se poată trage o concluzie pe baza analizei globale pe un jet ; structura fină a jetului fiind aceea care influențează în general această perioadă, este de așteptat ca, o dată cu creșterea turației, întîrzierea la autoaprindere să crească, pe ansamblul jetului, observîndu-se o creștere în general a dimensiunilor picăturilor mici.

Concluzii

Din analiza experimentărilor efectuate în sensul precizării influenței creșterii turației asupra procesului de injecție la pompa U 17 FS 10 × 10, între limitele 600 — 900 rot/min s-au constatat o deplasare a maximului de presiune atît la pompă, cît și la injector, o lărgire a domeniului valorilor maxime de presiune o dată cu creșterea turației și o atenuare a variațiilor de presiune la pulverizator în perioadele de început și sfîrșit de injecție ; aceasta influențează negativ asupra legii de injecție, asupra structurii și asupra penetrației jetului.

De asemenea, se constată o prelungire a procesului de injecție, condiționată de o durată mărită în grade rotație, a ridicării acului ; aceasta are ca urmare o atenuare a valorilor maxime injectate pe grad de manivelă, o deplasare a acestora spre sfîrșitul injecției și indirect o modificare necorespunzătoare a vitezei de creștere a presiunii în cilindrul motorului.

Se pare că omogenitatea pulverizării trece printr-o valoare optimă după care se înrăutățește, ceea ce va determina o prelungire a perioadei de întîrziere la autoaprindere și o accentuare a deplasării arderii în perioada de destindere, înrăutățind caracteristicile motorului.

Se poate trage deci concluzia că pentru folosirea în condiții superioare, la turații de ridicare, a echipamentului de injecție analizat, este necesară atît o restudiere a reglajelor acestuia, cît mai ales o corectare a caracteristicilor sale constructive, în special a profilului camei.

---

[1] *Teodorescu, L.* Instalație pentru studiul legii de injecție. In : Studii și cercetări de energetică, nr. 2, 1960. [2] *Zugrăvel, M.* Considerații asupra perfecționării metodelor directe de determinare a caracteristicilor de pulverizare. In : Buletinul Inst. polit. Iași, VII (XI), 1961.

CZ 621.664.001.4

Cercetări privind pierderile volumice în pompele cu roţi dinţate

AUREL OPREAN

Unul dintre parametrii importanţi ai pompelor cu roţi dinţate, care trebuie să fie cunoscut atît la proiectarea, cît şi în exploatarea lor, este debitul real refulat de pompe în anumite condiţii determinate.

Debitul real poate fi determinat dacă se cunosc debitul teoretic şi pierderile volumice. Calculul pierderilor volumice în pompele cu roţi dinţate se face cu relaţii elaborate pe baza ecuaţiilor generale ale hidrodinamicii lichidelor reale (relaţiile Navier-Stokes şi Reynolds). Aceste relaţii de calcul nu dau rezultate corespunzătoare, datorită faptului că la baza calculului analitic a stat ipoteza că regimul de curgere este laminar, iar variaţia de presiune şi viteză pe conturul rotoarelor nu este luată în considerare.

Pînă în prezent nu a fost studiat* în suficientă măsură regimul de curgere prin „fantele labirint" ale pompelor cu roţi dinţate, în condiţiile unor variaţii mari de presiune pe întreaga circumferinţă a roţilor şi de variaţii de secţiune pe întreg traseul curgerii, aşa că pierderile, care depind în foarte mare măsură de aceşti factori, nu au putut fi precizate. În plus, relaţiile prezentate în literatura de specialitate sînt deduse în ipoteza că pierderile au loc în mod independent fie prin jocul frontal, fie prin jocul radial.

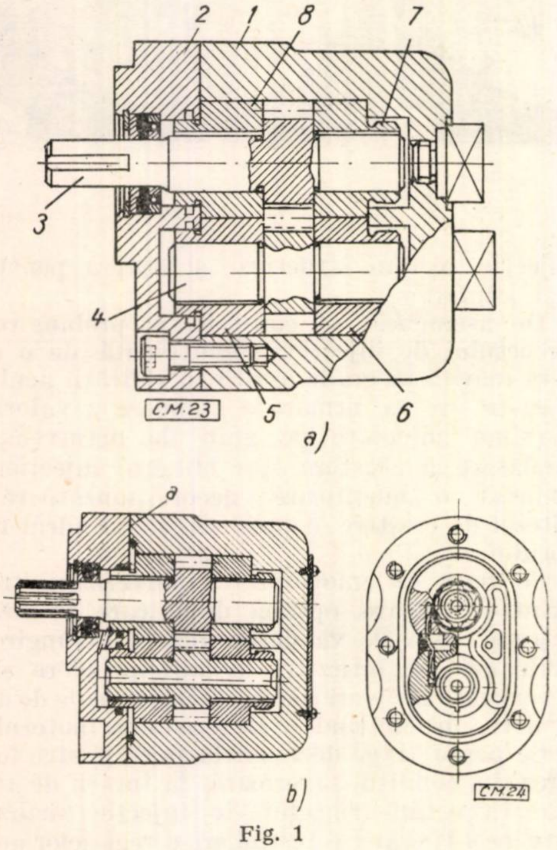


Fig. 1

În realitate, pierderile au loc prin ambele jocuri, iar separarea lor artificială nu coincide cu realitatea. Calcularea pierderilor concomitent prin ambele jocuri (frontal şi radial) duce la complicaţii foarte mari, lucru ce a făcut pe autorii care s-au ocupat cu aceste calcule să renunţe temporar.

Confruntînd pierderile volumice calculate cu relaţiile analitice cunoscute :

$$\Delta Q_{fr} = \frac{K}{12\,\mu}\int_0^{2\pi}\left\{6\,\mu\,Vr^2 + \frac{\delta_{fr}^3}{\ln\frac{r_2}{r_1}}\left[\frac{3\,\omega^2}{200}(r_2^2 - r_1^2) - p_i - \frac{3\,\mu V}{\delta_{fr}^3}(r_2^2 - r_1^2)\right]\right\} \mathrm{d}\psi, \qquad (1)$$

$$\Delta Q_r = \left[\frac{\frac{(p_1 - p_0)}{12\,\mu\,S_e\,z} - \frac{\omega\,r_e}{2}\sum_{i=1}^{z}\frac{1}{\delta_{ri}^2}}{\sum_{i=1}^{z}\frac{1}{\delta_{ri}^3}}\right] b, \qquad (2)$$

pentru parametrii $p = 25$ kgf/cm^2, $\delta_{fr} = 32\mu$, $\delta_r = 100\mu$, $\nu = 32$ cSt, cu pierderile determinate experimental, se constată că pierderile reale de debit sînt de aproximativ patru ori mai mari decît cele calculate.

Avînd în vedere cele arătate, autorii şi-au propus să studieze pe cale experimentală aceste pierderi şi, pe baza rezultatelor obţinute, să stabilească relaţii matematice de calcul al pierderilor volumice din pompele cu roţi dinţate şi al randamentului volumic al acestora.

Pentru stabilirea parametrilor de studiu şi a construcţiei pompei s-au ales mai multe tipuri de pompe cu roţi dinţate, folosite în acţionarea hidraulică a maşinilor-unelte ce se construiesc în ţară şi în străinătate, dintre care două tipuri mai frecvent întîlnite. Astfel, s-au ales o pompă cu jocuri fixe şi o pompă cu compensator automat al jocurilor frontale (fig. 1 a şi b).

Piesele componente ale pompelor experimentale au fost selecţionate cu minuţiozitate, încadrîndu-le în toleranţe strînse (sub 5μ) pentru a elimina pe cît posibil deformarea rezultatelor experimentale din cauza impreciziei de execuţie şi montaj.

La alegerea parametrilor de studiu s-a avut în vedere gradul lor de influenţă asupra pierderilor volumice. Cei mai importanţi dintre aceşti parametri sînt : presiunea p, viscozitatea lichidului de lucru ν, jocul radial δ_r și jocul frontal δ_f.

---

* La ora actuală această problemă este în studiu la Institutul de mecanică aplicată al Academiei R.P.R.

Nu s-au luat în considerare pierderile la aspirație și cele prin linia de contact al dinților, deoarece acești parametri au o influență mai mică decît ceilalți parametri aleși.

Pierderile de debit la aspirație au fost eliminate montîndu-se pompa la nivelul lichidului din rezervorul de alimentare (pompa înecată), iar influența contactului neliniar dintre dinți a fost redusă substanțial prin prelucrarea îngrijită a danturii prin mortezare. Viteza unghiulară a rotoarelor s-a menținut constantă (1 500 rot/min).

Mărimea parametrilor studiați a fost stabilită în limite mai largi față de cele întîlnite frecvent la pompele cu roți dințate folosite la acționarea hidraulică a mașinilor-unelte. Astfel, presiunea s-a ales între 10 și 63 kgf/cm^2, viscozitatea uleiului între 10 și 100 cSt, jocul frontal între 10 și 56 μ, jocul radial între 20 și 200 μ.

Instalația și aparatajul folosit. Instalația experimentală a fost concepută în scopul efectuării încercărilor în limitele parametrilor de studiat.

Schema acestei instalații este reprezentată în figura 2. Ea se compune din motorul electric *2*, pompa de încercare *3*, droselul *6*, rezervorul de alimentare *12*, rezervorul de măsurare a debitului *9* și aparatul de măsurare a puterii *1*. Pentru măsurarea presiunii din sistem este prevăzut manometrul *4*, iar pentru măsurarea temperaturii lichidului este prevăzut termometrul *11*.

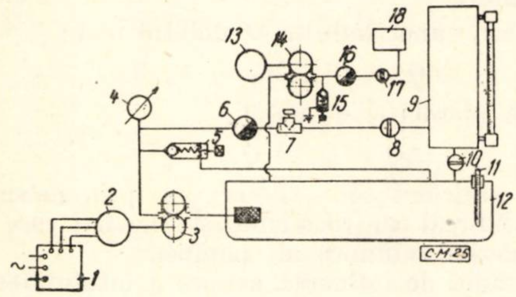


Fig. 2

În afară de acest circuit principal, instalația prevede un circuit secundar necesar schimbării lichidului din instalația experimentală, format din elementele *13*, *14*, *15*, *16*, *17* și *18*.

În cele ce urmează se vor prezenta pe scurt aparatajul folosit și caracteristicile acestuia.

Motorul electric principal asincron, de $P = 7$ kW și $n = 1\,460$ rot/min, a fost ales din considerentul asigurării unei puteri corespunzătoare presiunii maxime și debitului pompei experimentale.

Înainte de montarea motorului electric în instalație a fost determinat randamentul acestuia, lucru absolut necesar pentru cunoașterea puterii efective consumate de pompă. Această determinare s-a făcut prin metoda frînării electromagnetice.

Măsurarea puterii consumate de pompă s-a efectuat cu ajutorul unei truse wattmetrice tip QW II I (fig. 3) cu o precizie de măsurare de 1% pentru voltmetre și wattmetre și cu 1,5% pentru ampermetre.

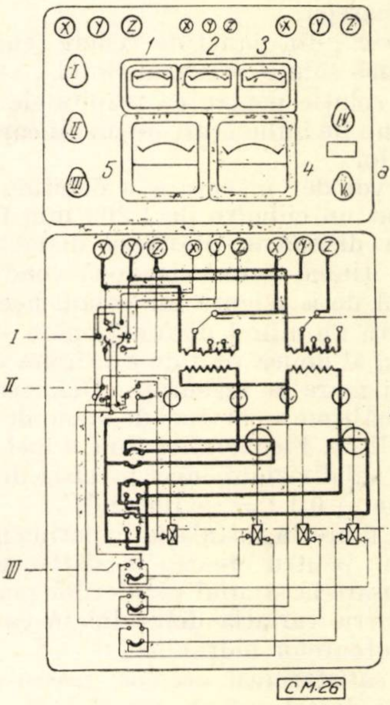


Fig. 3

Se menționează că s-au utilizat două pompe experimentale prezentate în figura 1 a și b, la care s-a efectuat controlul minuțios arătat. Una dintre pompe este cu jocuri fixe, iar cea de-a doua cu compensare automată a jocului frontal. Caracteristicile pompelor sînt: $m = 5$ mm; $z = 8$ dinți; $b = 22$ mm; $\alpha_0 = 20°$; $\alpha = 33°20'$; $\xi = 0{,}5$.

Cea mai dificilă problemă care s-a pus a fost modificarea jocurilor radiale și frontale, și anume realizarea lor din punct de vedere tehnologic (jocuri de ordinul micronilor) și mai ales al controlului valorilor realizate.

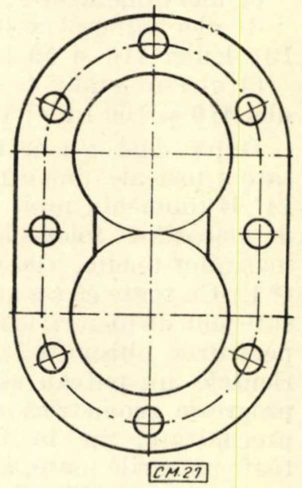


Fig. 4

Pentru obținerea jocului frontal s-au efectuat mai multe încercări în urma cărora autorii s-au oprit asupra următoarei metode: montarea între capacul și corpul pompei a unor garnituri din foiță de staniol, calibrate (fig. 4).

Au fost confecţionate două rînduri de garnituri de 10 şi 12 μ din foiţe de staniol a căror grosime a fost riguros măsurată la optimetru.

Pentru obţinerea jocului radial nu există decît două soluţii : rectificarea succesivă a alezajului din corpul pompei sau rectificarea succesivă a rotoarelor.

Cu toate că, din punct de vedere tehnologic, cea de-a doua soluţie este mai simplă, s-a adoptat prima soluţie pentru ca rezultatele experienţelor să nu fie influenţate de modificarea înălţimii dinţilor.

Ca rezervor de măsurare a debitului *9* s-a confecţionat un cilindru de 1 200 mm lungime şi 230 mm diametru. Mărimea diametrului a fost aleasă ţinînd seamă de două condiţii : în primul rînd de a asigura un volum necesar cel puţin pentru un minut de funcţionare — adică 50 l — şi în al doilea rînd de a asigura o precizie cît mai mare la măsurare. Diametrul ales asigură o înălţime a coloanei de lichid de 20 mm pentru un litru. Fiecare diviziune a fost împărţită în 10 subdiviziuni, deci precizia de măsurare este de ± 0,1 l = ± 100 cm^3.

Droselul *6* are în instalaţia experimentală un dublu scop : pentru crearea în sistem a presiunilor necesare la studiul pierderilor pompelor, cum şi pentru variaţia debitului în cazul sistemului motoarelor hidraulice.

Pentru satisfacerea acestor necesităţi s-a construit un drosel cu fantă circulară.

La măsurarea presiunilor s-au folosit manometre obişnuite tubulare cu diametrul de 100 mm, domeniul de măsurare 0—100 kgf/cm^2 şi clasa de precizie 1,5.

Lichidul folosit pentru experienţe a fost ulei mineral din următoarele grupe :

a) ulei de transformator Tr 2004 ;

b) ulei de turbină Tb 5003;

c) ulei mineral 408 ;

d) ulei mineral x-400, care este format din 100 l ulei 410 şi 50 l ulei Tr 2004;

e) ulei mineral x-450, care este format din 50 l ulei 410 şi 100 l ulei Tr 2004.

După cum s-a arătat, domeniul de viscozitate a fost ales între 10 şi 100 cSt, adică 1,9—14° E (domeniu mult mai larg decît domeniul de viscozitate folosit în sistemele hidraulice ale maşinilor-unelte, viscozitate cuprinsă între 2 şi 6^0 E). Cu toate că s-a avut la dispoziţie un număr suficient de uleiuri, viscozităţile acestora la temperaturile obişnuite la care s-au efectuat experienţele nu puteau asigura încadrarea după o progresie geometrică a valorilor experimentale preconizate, iar în timpul experienţelor, cu toate măsurile luate, avea loc o variaţie de temperatură a lichidului, deci a viscozităţii.

În consecinţă, pentru a putea obţine valori ale viscozităţii necesare efectuării experienţelor, cum şi pentru cunoaşterea variaţiei viscozităţii cu temperatura (necesară corectării rezultatelor experienţelor), a fost necesară analiza de laborator pentru stabilirea variaţiei viscozităţii cu temperatura $\nu = f(T)$.

Diagramele obţinute pentru uleiurile folosite sînt reprezentate în figura 5.

Rezervorul de alimentare, termometrul şi tahometrul folosite sînt cele obişnuite şi nu necesită explicaţii.

Metoda de efectuare a experienţelor. Scopul cercetării experimentale este de a determina influenţa pe care o au parametrii aleşi asupra debitului real al pompei sau în final asupra pierderilor volumice, cu măsurarea concomitentă şi a consumului de putere.

După cum s-a arătat nu este posibilă separarea pierderilor volumice, care au loc în pompă în funcţie de diferiţi parametri, deoarece aceste pierderi au loc concomitent prin toate jocurile pompei ; deci între pierderi şi parametrii arătaţi există o interdependenţă totală şi nu se poate preciza care este valoarea absolută a pierderilor prin jocul radial sau prin cel frontal.

În consecinţă, plecînd de la faptul real că există totuşi posibilitatea de a stabili valoarea totală a pierderilor de debit în funcţie de diferiţi parametri (prin măsurare directă), se poate stabili gradul de influenţă al fiecărui parametru asupra debitului real sau asupra pierderilor volumice.

Deci, cunoscîndu-se că debitul real :

$$Q_r = f\,(K,\ p,\ \nu,\ \delta_f,\ \delta_r) \tag{3}$$

şi că pierderile de debit :

$$\Delta Q = Q_T - Q_r, \tag{4}$$

este suficient să se determine prin măsurare debitul real pentru a cunoaşte imediat care sînt pierderile volumice ale pompei.

Gradul de influenţă asupra debitului real al fiecăruia dintre parametrii relaţiei (3) se poate stabili prin menţinerea constantă a tuturor celorlalţi parametri, în timp ce se variază numai unul dintre ei. În acest fel se obţin :

$$\begin{aligned}
&Q_{r_1} = f_1\,(K_1\ p) \text{ pentru } \nu = \text{const.};\ \delta_f = \text{const.};\\
&\qquad \delta_r = \text{const.};\\
&Q_{r_2} = \mathrm{f}_2\,(K_2\ \nu) \text{ pentru } p = \text{const.};\ \delta_f = \text{const.};\\
&\qquad \delta_r = \text{const.}; \qquad (5)\\
&Q_{r_3} = f_3\,(K_3\ \delta_f) \text{ pentru } p = \text{const.};\ \delta_r = \text{const.};\\
&\qquad \nu = \text{const.};\\
&Q_{r_4} = f_4\,(K_4\ \delta_r) \text{ pentru } p = \text{const.};\ \delta_f = \text{const.};\\
&\qquad \nu = \text{const.}
\end{aligned}$$

Numărul de experienţe total, necesar pentru studiul funcţiei (3), este mult mai mare decît pare la prima vedere, fiind în general egal cu produsul dintre numărul de experienţe pentru fiecare parametru înmulţit cu numărul parametrilor.

În total au fost deci efectuate aproximativ 400 de experienţe, fiind necesară, de exemplu, studierea comportării funcţiei $Q_{r_1} = f_1\ (K_1\ p)$

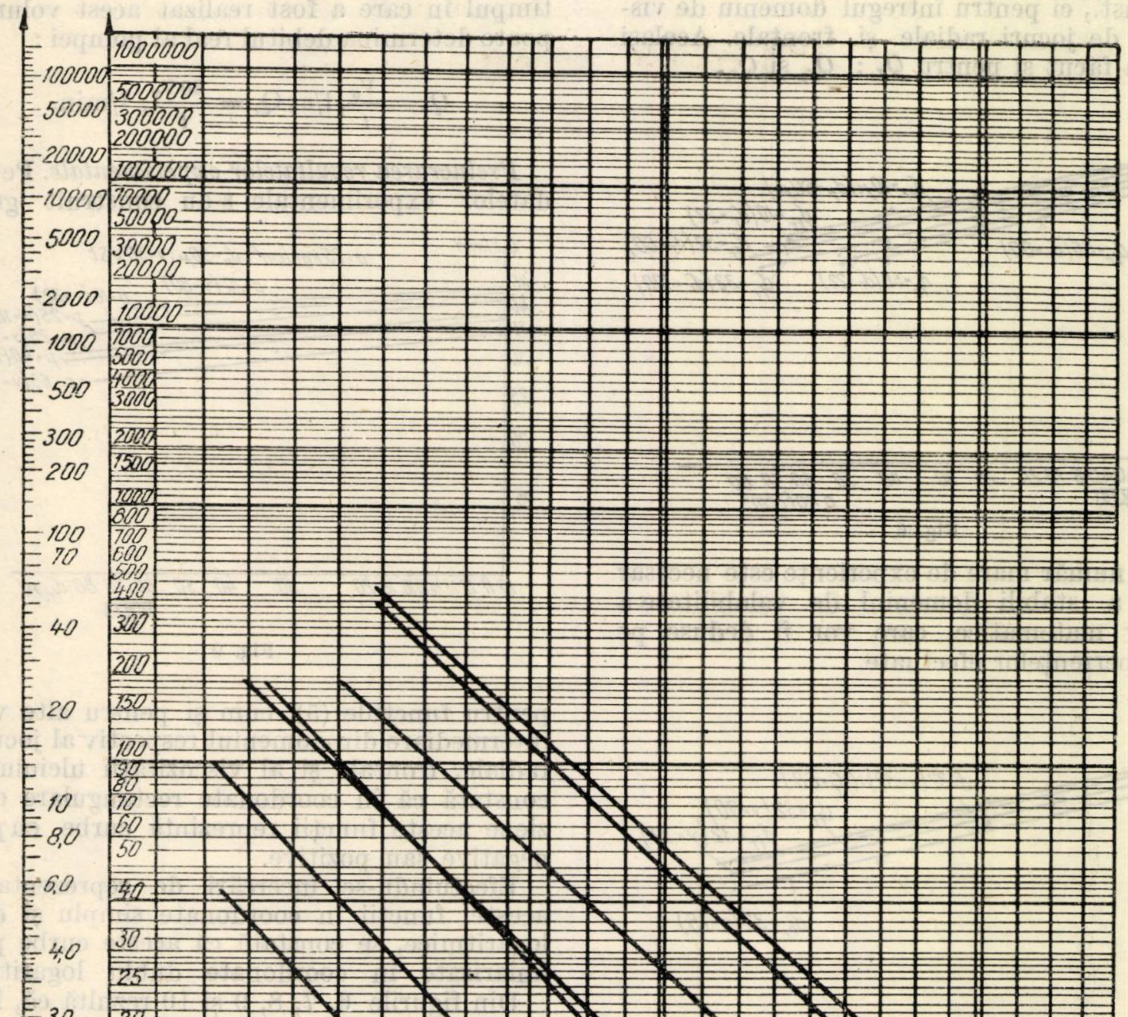

E°
cSt
1000000
100000
500000
50000
300000
200000
20000
100000
10000
70000
50000
5000
30000
20000
2000
10000
1000
7000
5000
4000
500
3000
300
2000
200
1500
1000
800
100
700
70
600
500
400
300
40
200
20
150
100
90
80
10
70
8,0
60
50
6,0
40
30
4,0
25
3,0
20
2,5
17
14
12
2,0
10
1,8
9
8
1,6
7
1,5
6
1,4
5
4,5
4,0
1,3
3,5
1,25
3,0
2,8
1,2
-10
-5
0
+5
10
15
20
25
30
35
40
45
50
60
70
80
90
100
110
120
100°F
130°F
210°F
Temperatura, °C
CM 28
Amestec
50 l Tr
100 l Gr 410
410
4
408
3
T1-5003
T
[x-400]
2
Tr-2004
[x-450]
1

Fig. 5

nu numai pentru $\nu = \text{const.}$, $\delta_f = \text{const.}$ şi $\delta_r = \text{const.}$, ci pentru întregul domeniu de viscozităţi, de jocuri radiale şi frontale. Acelaşi lucru s-a făcut şi pentru Q_{r_2}; Q_{r_3} şi Q_{r_4}.

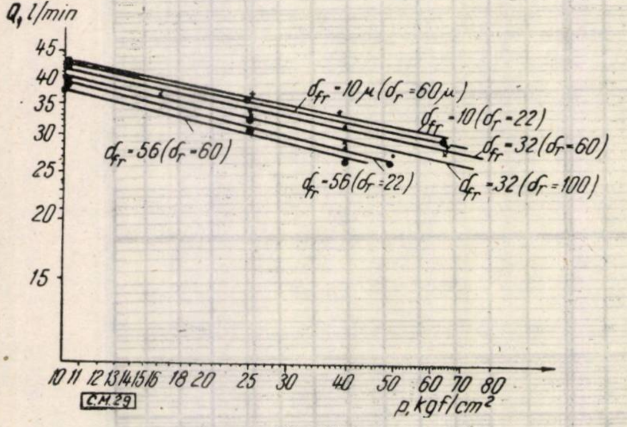


Fig. 6

Acest număr mare de experienţe este necesar pentru a stabili domeniul de valabilitate a relaţiilor matematice, care vor fi deduse pe baza experienţelor efectuate.

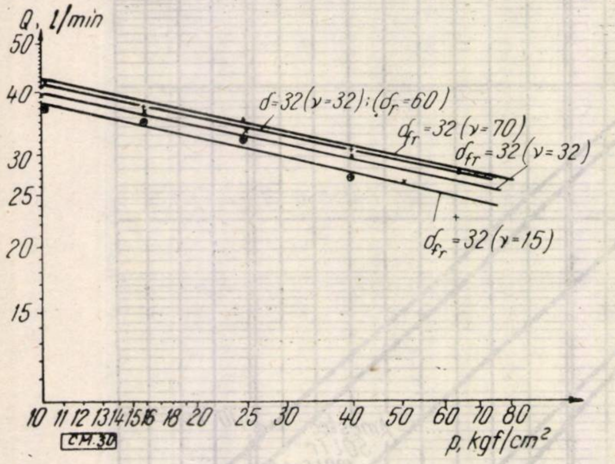


Fig. 7

Metoda de efectuare a experienţelor este cunoscută; se precizează numai că determinarea debitului real pentru fiecare experienţă s-a făcut

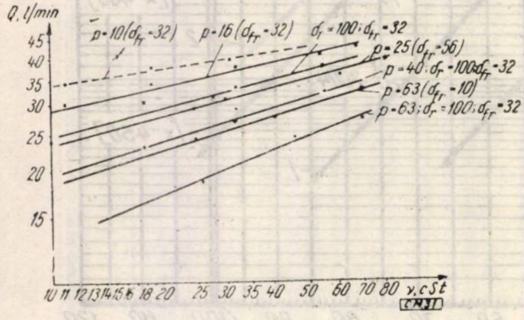


Fig. 8

prin măsurarea timpului de umplere a unui volum constant V_0, care este mai comodă şi dă o precizie mai mare decît măsurarea obişnuită a volumului într-un timp constant.

Cunoscînd volumul de ulei ($V_0 = 20$ l) şi timpul în care a fost realizat acest volum, se poate determina debitul real al pompei:

$$Q_r = \frac{V_0}{t}, \text{ l/s} ; Q_r = \frac{60 V_0}{t}, \text{ l/min.} \qquad (6)$$

Prelucrarea rezultatelor experimentale. Pe baza datelor experimentale s-au construit grafice pentru funcţiile (5), cum şi pentru alte valori intermediare din domeniul respectiv al jocurilor radiale, frontale şi al viscozităţii uleiului. Se constată că în coordonate rectangulare carteziene aceste funcţii reprezintă curbe cu pante negative sau pozitive.

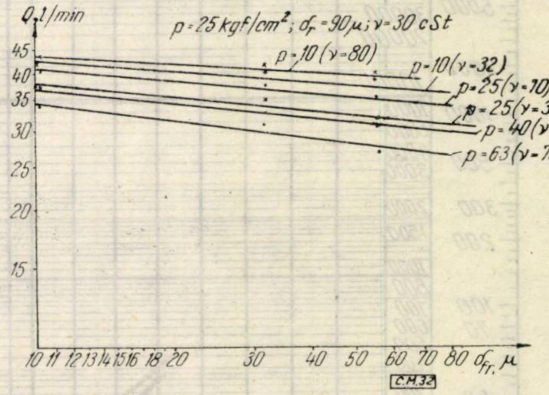


Fig. 9

Efectuîndu-se încercări de reprezentare a acestei funcţii în coordonate simplu şi dublu logaritmice, se constată că aceste curbe pot fi liniarizate în coordonate dublu logaritmice.

Din figurile 6, 7, 8, 9 şi 10 rezultă că, în intervalul de presiuni, jocuri şi viscozităţi stabilite anterior, dreptele D_1, D_2, D_3 ...D_n, care reprezintă variaţia debitului real în funcţie de diverşi parametri, sînt paralele, deci că întreg domeniul studiat va fi satisfăcut de o anumită relaţie matematică, care va fi stabilită ulterior.

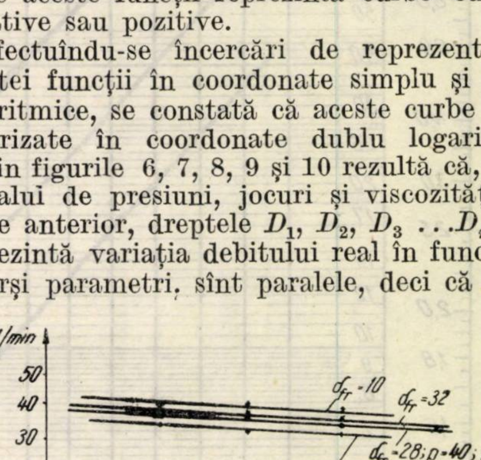


Fig. 10

La funcţia $Q_r = f_2(\nu)$, adică variaţia debitului real cu viscozitatea dată în figura 8, se constată că dreptele D_1, D_2 ... D_n au o uşoară convergenţă (formă de evantai).

Din verificările efectuate se constată că abaterile de la paralelism în domeniul presiunilor de 16–50 kgf/cm² şi al jocurilor frontale de 10–40 μ nu depăşesc 3–4%.

Abaterile cresc sensibil spre valorile extreme ale domeniului. Datorită acestui fapt, domeniul valorilor stabilite anterior s-a îngustat; totuşi satisface pe deplin cazurile întîlnite în construcţia pompelor cu roţi dinţate pentru instalaţiile hidraulice ale maşinilor-unelte.

De menţionat este faptul că paralelismul dreptelor pentru toate cazurile s-a referit la dreptele reprezentînd valorile medii pentru fiecare parametru.

Aceste valori medii pentru cei patru parametri sînt: $p = 25$ kgf/cm²; $\nu = 32$ cSt; $\delta_f = 32\,\mu$; $\delta_r = 100\,\mu$.

Criteriul care a stat la baza alegerii acestor valori medii a fost un criteriu statistic, bazat pe cazurile cele mai frecvent întîlnite în practica industrială, fapt confirmat de cercetările experimentale.

S-a arătat că, paralel cu măsurarea debitului real, s-a măsurat şi puterea consumată. În cazul puterii consumate a fost înregistrată variaţia ei în funcţie de presiune, $P = f(p)$, aşa cum arată figura 11.

Trasarea dreptelor din figurile 6–10 s-a făcut prin metoda obişnuită: metoda interpolării punctelor respective. Această metodă introduce oarecare erori faţă de variaţia reală a debitului cu diferiţi parametri.

Problema care s-a pus la prelucrarea rezultatelor experimentale a fost stabilirea unei relaţii matematico-empirice, care să reflecte cel mai bine fenomenul studiat. Din analiza diverselor variante posibile rezultă că, pentru cazul liniarizării prin coordonate dublu logaritmice, relaţia matematică cea mai adecvată este o expresie de forma:

$$Q_r = K p^{\alpha_1} \nu^{\alpha_2} \delta_f^{\alpha_3} \delta_r^{\alpha_4}. \qquad (7)$$

Pentru eliminarea erorilor care au fost introduse la interpretarea rezultatelor, determinarea coeficienţilor şi exponenţilor se va face prin metoda celor mai mici pătrate (metoda Gauss).

Pentru determinarea coeficienţilor şi exponenţilor se logaritmează în primul rînd expresia (7):

$$\log Q_r = \log K + \alpha_1 \log p + \alpha_2 \log \nu + \alpha_3 \log \delta_f + \alpha_4 \log \delta_r. \qquad (8)$$

Pentru determinarea constantelor şi exponenţilor se dau pe rînd valori constante termenilor trei, patru şi cinci din membrul doi al expresiei, considerînd variabil numai termenul 2 (p). Apoi prin permutări circulare se variază sau se ţin constanţi ceilalţi termeni, obţinîndu-se expresiile:

$$\begin{aligned} \log Q_{r_1} &= \log K_1 + \alpha_1 \log p; \\ \log Q_{r_2} &= \log K_2 + \alpha_2 \log \nu; \\ \log Q_{r_3} &= \log K_3 + \alpha_3 \log \delta_f; \\ \log Q_{r_4} &= \log K_4 + \alpha_4 \log \delta_r. \end{aligned} \qquad (9)$$

Aceste expresii reprezintă drepte de forma:

$$y = ax^b, \qquad (10)$$

adică:

$$Q_{r_1} = K_1\, p^{\alpha_1};\ Q_{r_2} = K_2\, \nu^{\alpha_2};\ Q_{r_3} = K_3\, \delta_f^{\alpha_3};$$

$$Q_{r_4} = K_4\, \delta_r^{\alpha_4}.$$

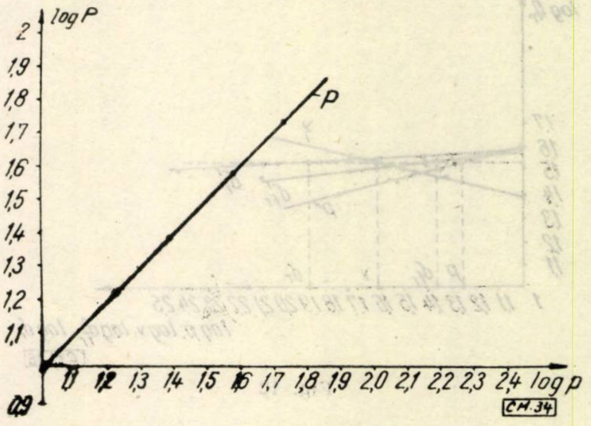


Fig. 11

Pe baza rezultatelor experimentale au fost determinate valorile coeficienţilor K_1, K_2, K_3, K_4 şi ale exponenţilor α_1, α_2, α_3 şi α_4 cu relaţiile:

$$K_i = \frac{\sum x_i^2 \sum y_i - \sum x_i \sum x_i y_i}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2}; \qquad (11)$$

$$\alpha_i = \frac{n \sum x_i y_i - \sum x_i \sum y_i}{n \sum x_i^2 - (\sum x_i)^2},$$

în care:

x este logaritmul valorii parametrului variabil (p, ν, δ_r, δ_f);
y — logaritmul debitului (Q_{r_1}, Q_{r_2}, Q_{r_3}, Q_{r_4});
n — numărul valorilor pe care le ia fiecare parametru.

În urma prelucrării cu ajutorul acestor relaţii a datelor obţinute experimental s-au obţinut pentru K_i şi α_i valorile din tabela 1.

Tabela 1

K_1	1,8587144	α_1	−0,2536636
K_2	1,1553535	α_2	0,2367860
K_3	1,6963600	α_3	−0,1178660
K_4	1,6084224	α_4	−0,0369442

Pentru trasarea dreptelor D_1, D_2, D_3, D_4 şi obţinerea expresiei finale a debitului real, cu valorile obţinute din calculele prezentate se trasează dreptele ale căror ecuaţii sînt scrise în relaţia (9). Cele patru drepte sînt trasate pe acelaşi grafic reprezentat în figura 12.

Expresia empirică a debitului real obţinută pe baza experienţelor şi a calculelor efectuate are forma:

$$Q_r = \frac{K\nu^{0,236}}{p^{0,253}\,\delta_f^{0,118}\,\delta_r^{0,037}}. \qquad (12)$$

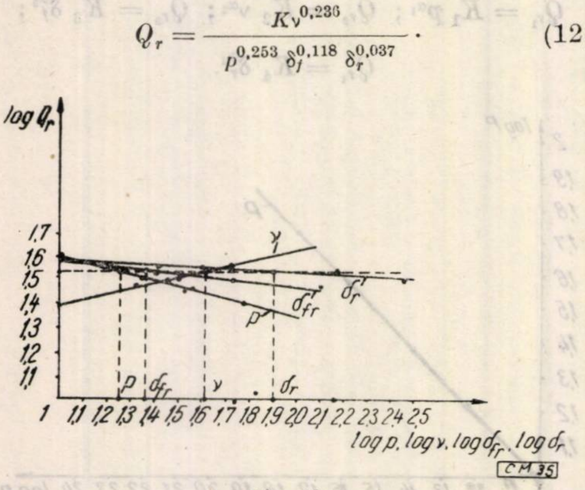


Fig. 12

Această expresie reprezintă o ecuaţie cu o singură necunoscută, constanta K, care se determină în felul următor.

Se alege pe ordonata Q_r logaritmul unui debit real oarecare Q_{r0} din figura 12, de exemplu: 1,531 care reprezintă un debit real de 34 l/min. Din acest punct ducîndu-se o dreaptă paralelă cu abscisa, aceasta va întretăia dreptele p, ν δ_f, δ_r într-un punct oarecare, căruia îi vor corespunde în abscisă valorile p_0, ν_0, δ_{f0}, δ_{r0}. Înlocuind aceste valori în expresia (12) şi logaritmînd se obţine:

$$\log Q_r = \log K + 0{,}236 \log \nu - 0{,}253 \log p - $$
$$- 0{,}118 \log \delta_f - 0{,}037 \log \delta_r \qquad (13)$$

sau

$$\log K = \log Q_r + 0{,}253 \log p + 0{,}118 \log \delta_f +$$
$$+ 0{,}037 \log \delta_r - 0{,}236 \log \nu. \qquad (14)$$

Înlocuind valorile concrete pentru p_0, ν_0, δ_{f0}, δ_{r0} se obţine:

$$\log K = 1{,}531 + 0{,}253\cdot 1{,}250 + 0{,}118\cdot 1{,}360 +$$
$$+ 0{,}037 \cdot 1{,}90 - 0{,}236 \cdot 1{,}610 = 1{,}69807;$$

rezultă:

$$K = 49{,}89666.$$

În final, expresia debitului real va fi de forma:

$$Q_r = \frac{49{,}89666\ \nu^{0,236}}{p^{0,253}\,\delta_f^{0,118}\,\delta_r^{0,037}},\ \text{l/min}, \qquad (15)$$

în care:

ν este viscozitatea lichidului, cSt;
p — presiunea de lucru, kgf/cm^2;
δ_r — jocul radial al pompei, μ;
δ_f — jocul frontal al pompei, μ.

Trebuie arătat că în constanta K sînt incluşi o serie de parametri constructivi şi funcţionali ca: viteza constantă a rotoarelor (n = 1 500 rot/min); diametrul rotoarelor 50 mm, modulul, elementele corijării etc. Abaterile mari de la aceste valori introduc erori în calculul efectuat pe baza relaţiilor propuse.

Pentru calculul erorilor debitului real, avînd în vedere faptul că relaţiile de calcul propuse au fost stabilite pe baza unor valori medii ale fiecărui parametru studiat experimental, a fost necesară verificarea erorilor de calcul pe care aceste relaţii le dau pentru cazul valorilor maxime şi minime.

Cunoscînd debitul real prin măsurare şi calculînd debitul real cu ajutorul relaţiei (15), s-au putut determina erorile de calcul ale debitului real.

Din calculul efectuat a reieşit că eroarea de debit dată de relaţiile propuse este sub 4% pentru domeniile de variaţie a parametrilor stabiliţi, sub 10% pentru valori apropiate imediat superioare extremelor domeniilor şi peste 10% pentru valori mai depărtate de extremele domeniilor de variaţie a parametrilor. În concluzie, relaţia de calcul al debitului real propusă satisface cu suficientă precizie domeniul stabilit.

Determinarea pierderilor şi a randamentului volumic al pompelor cu roţi dinţate se efectuează astfel:

Debitul real, dat de pompa cu roţi dinţate în anumite condiţii de funcţionare a ei, cu anumiţi parametri daţi, poate fi calculat cu relaţia (15). Avînd debitul real calculat şi cunoscînd valoarea debitului teoretic al pompei, determinat cu una dintre relaţiile de calcul al debitului real al pompelor cu roţi dinţate, se pot determina pierderile de debit sau pierderile volumice cu relaţia (4).

Înlocuind Q_T cu valoarea sa (considerînd rotoarele cu dinţi drepţi corijaţi):

$$Q_T = 2\pi\,\lambda\,m^3\,n\,(\varphi_{z\xi} - K_{\pi\alpha}\,\psi_{\varepsilon z}), \qquad (16)$$

în care:

λ este coeficientul de lăţime a roţii;
m modulul danturii roţilor;
n turaţia rotoarelor;
$\varphi_{z\xi} = z + 1 + 2\xi$,

în care:

z este numărul de dinţi ai rotoarelor;
ξ coeficientul de corijare a danturilor;
$K_{\pi\alpha} = \pi^2 \cos^2 \alpha_0$,

în care:

α_0 este unghiul de angrenare;

$$\psi_{\varepsilon z} = \frac{\varepsilon^2}{4}\cdot\frac{z^2}{(z+2\xi)^2} - \frac{\varepsilon}{2}\cdot\frac{z}{z+2\xi} + \frac{1}{3},$$

în care ε este gradul de acoperire, se obţine relaţia de calcul al pierderilor volumice:

$$\Delta Q = 2\pi\,\lambda m^3\, n\,(\varphi_{z\xi} - k_{\pi\alpha}\,\psi_{\varepsilon z}) - \frac{49.896\ \nu^{0,233}}{p^{0.253}\,\delta_f^{0,118}\,\delta_r^{0,037}}. \tag{17}$$

Randamentul volumic poate fi calculat astfel:

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q_T} = \frac{Q_T - \Delta Q}{Q_T} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_T}. \tag{18}$$

Înlocuind fiecare mărime cu valoarea sa, se obţine:

$$\eta_v = 1 - \frac{2\,\pi\lambda\, m^3 n\,(\varphi_z\xi - K_{\pi\alpha}\,\psi_{\varepsilon z}) - \dfrac{49{,}896\ \nu^{0,236}}{p^{0,253}\,\delta_f^{0,118}\,\delta_r^{0,037}}}{2\pi\,\lambda\, m^3\, n\,(\varphi_z\xi - k_{\pi\alpha}\,\psi_{\varepsilon z})}. \tag{19}$$

Relaţiile de calcul obţinute conţin parametrii de bază care influenţează pierderile de debit al căror domeniu de utilizare satisface cu o suficientă precizie de calcul o gamă largă de presiuni, viscozităţi şi jocuri folosite la pompele cu roţi dinţate.

Relaţiile de calcul de formă exponenţială obţinute sînt simple, iar prin elaborarea ulterioară a unor nomograme de calcul pot fi utilizate foarte uşor.

Cercetările experimentale efectuate asupra celor două pompe au arătat că se pot folosi — în acţionarea hidraulică a maşinilor-unelte — pompe cu roţi dinţate cu jocuri fixe la presiuni mai mari decît cele folosite pînă acum, de 40—50 kgf/cm², dacă se aleg parametrii optimi constructivi şi funcţionali.

Pentru presiuni mai mari este indicat să se folosească pompe cu compensarea automată a jocurilor frontale, care dau rezultate bune.

S-a observat că, utilizînd uleiuri cu viscozităţi medii, cuprinse între 20—50 cSt, jocuri frontale cuprinse între 10—30 μ, şi un joc radial după un ajustaj de clasa a II-a de precizie $\frac{JE2}{jc2}$ (la acest joc nu se impun condiţii prea rigide, deoarece influenţa lui asupra pierderilor este relativ mică), se obţine un randament volumic bun la presiuni cuprinse între 15 şi 40 kgf/cm². Astfel, pentru condiţiile arătate: $\delta_f = 32\ \mu$ şi $p = 40$ kgf/cm², se obţine un randament volumic $\eta_v = 0{,}72$, fiind vorba de condiţiile cele mai dificile. Pentru $\delta_f = 10\ \mu$ şi $p = 40$ kgf/cm² se obţine un randament $\eta_v = 0{,}81$. În cazul folosirii unei presiuni medii de 25 kgf/cm² rezultă un randament volumic $\eta_v = 0{,}85$. Desigur, trebuie reamintit că aceste performanţe se obţin la o tehnologie de execuţie şi montaj judicioase, aşa cum s-a arătat.

Pe baza studiilor experimentale s-au precizat care sînt domeniile de presiuni, viscozităţi şi jocuri optime pentru utilizarea lor în instalaţiile hidraulice ale maşinilor-unelte prevăzute cu pompe cu roţi dinţate.

S-a constatat cu această ocazie că pompele cu roţi dinţate pot fi folosite cu succes la un randament corespunzător, chiar la maşini-unelte care lucrează cu forţe de aşchiere mari (strunguri, maşini de frezat, raboteze, agregate, linii automate), avînd avantajul simplităţii, al preţului de cost redus şi al siguranţei în exploatare. Trebuie însă să se menţioneze că recomandările făcute au o valabilitate relativă şi necesită a fi completate cu cercetări de durată asupra pompelor cu roţi dinţate, care vor putea da recomandări definitive.

---

[1] *Popov, M., Deciu, E. D.* şi *Mitrică, I.* Contribuţii la calculul pierderilor radiale in cazul pompelor şi motoarelor volumice. In: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. 2, nr. 15, 1964. [2] *Ribkin, E. A.* şi *Usov, A. A.* Sesterennîe nososî dlia metallorejuşcih stankov. Moscova, 1960. [3] *Ţurcanu, C.* şi *Ganea, N.* Pompe volumice. Bucureşti, Editura tehnică, 1963. [4] *Zalud, F.* Caracteristicile pompelor cu roţi dinţate. In: Strojirenstvî, nr. 4, 1954.

CZ 621–585.12.001.4

Un nou stand de încercat şi rodat reductoare

ION BĂLĂNESCU

In cadrul fabricaţiei reductoarelor este necesar ca acestea să fie supuse la diferite probe, atît pentru a se putea stabili concordanţa parametrilor calculaţi cu cei realizaţi, cît şi pentru a supune agregatul, un timp determinat, condiţiilor nominale de lucru.

Uzina ,,Vulcan'' posedă, numai pentru rodajul reductoarelor de la unităţile de pompaj, bancuri pe care, după montajul complet al unităţii, se realizează încărcarea necesară cu ajutorul unor greutăţi suspendate prin cabluri. Rodajul se efectuează prin antrenarea unităţii printr-un electromotor de putere corespunzătoare.

Procedeul prezintă, pe lîngă faptul că necesită montajul complet al unităţii, dificultăţi la variaţia încărcării; în plus, costul energiei electrice, al uleiului şi materialelor curente este nerecuperabil.

Pentru remedierea acestei situaţii s-a studiat şi proiectat un nou stand de încercat şi rodat reductoare.

Condiţiile iniţiale luate în considerare sînt următoarele:

— executarea rodajului angrenajelor conform condiţiilor prescrise în caietele de sarcini, la momentul şi turaţia nominală; momentul la arborele secundar (de ieşire) variază între 100 şi 15 600 kgfm, turaţia de la 6 la 20 rot/min, iar raportul de demultiplicare pînă la 1 : 36;

— asigurarea variaţiei încărcării reductorului în limitele 0—100%;

— posibilitatea măsurării cuplului şi a turaţiei arborilor;

— posibilitatea analizei funcţionării capetelor de serie, determinîndu-se randamentul (cu reductor etalon);

— rodarea unui număr cît mai mare de tipuri şi dimensiuni, cu cheltuieli cît mai reduse.

Pentru clarificarea problemei s-a întocmit un studiu în cadrul căruia s-au analizat soluţiile tehnice cunoscute pînă în prezent, corespunzătoare condiţiilor cerute de temă (tabela 1).

La o primă selecţie au fost eliminate standurile în circuit deschis pentru următoarele considerente:

— consum exagerat de energie nerecuperabilă, ajungînd pînă la 250 kW;

— din cauza turaţiei reduse a arborelui secundar şi a puterii mari transmise, soluţiile care prevedeau frînarea directă au dus la construcţii grele şi neraţionale; pentru gama de reductoare cu un moment maxim de 500 kgfm la arborele secundar rezultă o frînă cu bandă avînd un diametru de 600 mm;

— la instalaţiile de frînare hidraulice sînt necesare: un multiplicator pentru asigurarea turaţiei de regim a frînei, un inversor pentru schimbrea sensului de rotaţie şi un cuplaj, dispozitive grele şi scumpe.

În plus precizia măsurărilor este insuficientă, iar soluţia nu permite o automatizare simplă şi sigură.

Au fost eliminate şi standurile în circuit închis, cu toate avantajele respective, din cauza dificultăţilor de execuţie, atît a cuplelor torsiometrice capabile să dezvolte momentele necesare, cît şi a soluţiilor constructive simple şi sigure pentru instalaţia hidraulică de încărcare. De asemenea, probele impun existenţa a două reductoare, iar în cazul probelor pentru stabilirea randamentului, a unui reductor tarat.

În cadrul standurilor electrice cu şi fără recuperarea energiei au fost studiate două variante:

— pentru proba simultană a două reductoare, utilizînd un generator de curent alternativ cuplat cu o rezistenţă electrică;

— pentru proba simultană a două reductoare, utilizînd generatorul de curent continuu, alimentînd electromotorul.

Prima variantă a fost eliminată pe considerente economice. În afară de aceasta, standul necesită rodarea a două reductoare sau existenţa unui reductor multiplicator cu raport variabil în cazul probelor pentru stabilirea randamentului.

Avînd în vedere aspectele analizate, s-a ales varianta cu recuperare de energie, cu toate că impune rodarea simultană a două reductoare identice, iar la determinarea randamentului este necesar un reductor tarat. La baza alegerii acestei variante au stat următoarele considerente: posibilitatea de execuţie uşoară, fiind utilizate agregate din producţia curentă a industriei electrotehnice; posibilitatea realizării unei automatizări sigure şi simple; posibilitatea rodării diverselor tipuri de reductoare prin variaţia turaţiei electromotorului; măsurările se fac uşor şi prezintă o precizie ridicată.

S-au redat centralizat în cadrul tabelei 2, pentru orientare, indicii tehnico-economici principali ai variantelor studiate.

Pentru acţionarea electrică a reductoarelor s-a folosit o schemă cu maşini de curent continuu, derivată din schema Poitier de încărcare,

Tabela 1

Tipul bancului	Fără recuperarea energiei						Cu recuperarea energiei
	metoda deschisă					metoda închisă	
	frînă cu bandă		frînă hidraulică	frînarea prin pompă duplex	frînare electrică	cuplă torsiometrică	frînare electrică
Descrierea	Frîna cu bandă căptușită cu lemn Ø 600, răcire cu apă Acționare cu aer comprimat Cuplare directă prin manșon	Frînă cu bandă căptușită cu lemn Ø 1 200, răcire cu apă Acționare cu aer comprimat Cuplare directă prin manșon	Cuplare prin transmisie : — prin curele — prin multiplicator inversor (raport de reducere 1/7,5) — prin cuplă pneumatică	Tip TA — 300, debit 0.11 m³/min, presiunea 200 at Antrenare directă prin cuplaj manșon	Frînare prin generator de curent alternativ, legat la rețea Se probează două reductoare cuplate prin arborii secundari sau un reductor cuplat prin multiplicator Cuplarea generatorului prin curele trapezoidale	Arborii secundari la cele două reductoare legați prin cuplă-manșon Arborii primari legați prin cuplă torsiometrică acționată hidraulic introducînd efortul respectiv Cuplarea electromotorului prin curele trapezoidale	Arborii secundari la două reductoare legați prin cuplă-manșon Arborii primari sînt cuplați cu electromotorul și cu generatorul Cuplarea electromotorului și a generatorului prin curele trapezoidale
Moment de frînare	500 kgfm	3 000 kgfm	10 000 kgfm	15 000 kgfm	15 000 kgfm	1 500 kgfm	15 000 kgfm
Turația	5—30 rot/min	5—24 rot/min	100—200 rot/min	15 rot/min	1—25 rot/min	1—50 rot/min	1—50 rot/min
Puterea	11 kW	55 kW	250 kW	130 kW	140 kW	5 kW	2.77 kW c.c. + două grupuri + 1 redresor

Tabela 2

Metoda de încercare	Fără recuperarea energiei						Cu recuperare
	deschisă					închisă	
Dimensiunile, mm	2 000 × 2 500	4 000 × 2 500	3 000 × 4 500	4 500 × 6 000	4 500 × 6 000	3 000 × 4 500	4 500 × 6 000
Costul investițiilor, lei/1 000 kgfm	120 000	33 000	60 000	185 000	16 000	233 000	26 600
$\frac{\text{Personalul de deservire}}{\text{calificare}}$	$\frac{1}{\text{medie}}$	$\frac{1}{\text{medie}}$	$\frac{1}{\text{medie}}$	$\frac{1}{\text{medie}}$	$\frac{1}{\text{înaltă}}$	$\frac{1}{\text{medie}}$	$\frac{1}{\text{înaltă}}$
Supravegherea	discontinuă	discontinuă	discontinuă	discontinuă	continuă	continuă	continuă
Posibilități de execuție	normală	normală	normală	normală	grea	grea	normală
Posibilitatea de probă	reductorul se probează individual				individual sau două reductoare cuplate	se probează două reductoare cuplate	
Determinarea randamentului	prin citire directă		citire cu diagramă	citire cu diagramă	reductor etalon și citire	reductor etalon și calcule ușoare	reductor etalon și citire
Precizia măsurărilor	medie	medie	medie	medie	precisă	medie	înaltă
Energie absorbită	11 kW/h	55 kW/h	250 kW/h	130 kW/h	140 kW/h	5 kW/h	30 kW/h
Aer consumat	0,5 m³/h	1 m³/h	—	—	—	—	—
Apă consumată	0,10 m³/h	0,65 m³/h	—	—	—	—	—
Costul orei de probă	25 lei	80 lei	160 lei	110 lei	75 lei	65 lei	56 lei
Caracterul automatizării	simplă	simplă	medie	medie	foarte complexă	complexă	complexă

în opoziție cu două mașini de curent continuu cuplate mecanic și cu alimentarea în serie de la o sursă de curent; schema de principiu a standului este reprezentată în figura 1.

Față de schema Poitier, schema de acționare a reductoarelor diferă prin faptul că mașina care funcționează ca motor are excitația în serie, iar legătura mecanică dintre motor și generator se face prin intermediul a două reductoare R_1 și R_2 care urmează a fi încercate în sarcină.

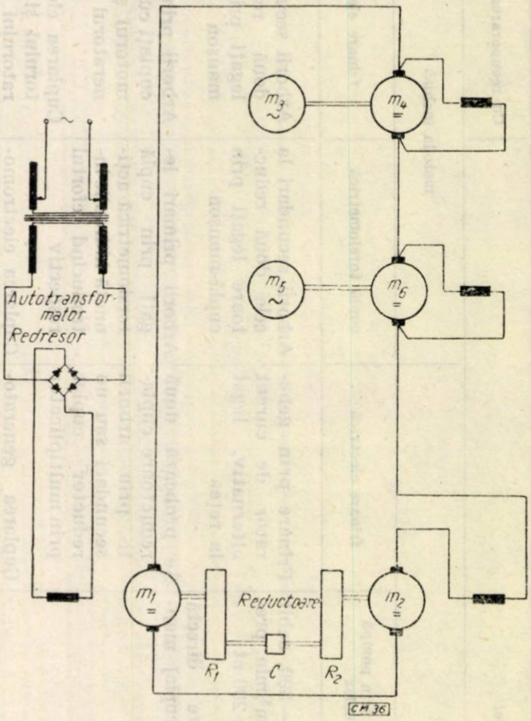


Fig. 1.

Cele două reductoare R_1 și R_2 au axele secundare cuplate prin cuplaj-manșon.

Aspectul general al bancului este redat în figura 2, unde se vede platforma de beton cu dimensiunile de 8 500 × 6 000 mm, corespunzătoare pentru încărcarea simultană a două perechi de reductoare.

Dimensionarea platformei pentru două perechi de reductoare a fost determinată de necesitatea asigurării continuității probelor; în timp ce un grup este în rodaj, spațiul permite montarea sau demontarea celuilalt grup.

Platforma este prevăzută cu canale în formă de T pe care se pot fixa, prin intermediul suporturilor, reductoarele, mașinile electrice, lagărele transmisiilor intermediare sau alte piese.

Ca generator de recuperare m_1 și electromotor m_2 s-au utilizat motoare de troleibuz de 77 kW la 1 450 rot/min montate pe suporturi speciale.

Cele două mașini electrice sînt identice constructiv, diferind numai din punctul de vedere al conexiunilor, generatorul avînd excitaţia alimentată separat.

Pierderile în lanţul cinematic (reductoare, transmisii, maşini electrice) sînt acoperite printr-o sursă exterioară.

Deoarece în producţia curentă nu s-a găsit un generator auxiliar de curent continuu cu caracteristici adecvate, s-au utilizat două generatoare de sudură tip GES-350 A (m_4 şi m_6) legate în serie.

Pentru utilizare, partea de curent continuu a generatoarelor de sudură a fost modificată pentru a se realiza 170 V la 150 A. Motoarele asincrone de 28 kW în scurtcircuit, utilizate la acţionare (m_3 şi m_5), au rămas neschimbate.

Pentru alimentarea excitaţiei generatorului de recuperare m_1 s-a folosit ca sursă de curent continuu un redresor tip PTG 80–120 de 120 A şi 80 V.

Pentru acoperirea diferenţelor de turaţie cerute de reductoare s-a prevăzut ca transmisiile cu curele trapezoidale dintre maşinile electrice şi reductoare să fie realizate cu dublă demultiplicare, utilizîndu-se în acest scop o intermediară.

Intermediara este compusă dintr-o axă prevăzută cu două roţi de curea cu diametrul diferit.

Axa se sprijină la capete pe două lagăre cu rulmenţi. Ansamblul este montat pe o ramă prin care se fixează pe platformă.

Pentru asigurarea cuplului necesar funcţionării în sarcină a reductoarelor se reglează corespunzător sarcinii alimentarea excitaţiei generatorului recuperativ m_1.

Determinarea cuplului de sarcină prin acest procedeu este posibilă la motorul cu excitaţie serie, deoarece la o valoare a curentului corespunde o anumită valoare a cuplului motor.

Corelaţia dintre aceste două valori se stabileşte prin ridicarea caracteristicii $M = f(I)$ pe banc.

Reglarea turaţiei reductorului, respectiv a motorului, se obţine prin variaţia tensiunii de alimentare a generatorului auxiliar. Pentru stabilirea valorilor caracteristice s-a utilizat caracteristica $n = f(I)$ extrapolată.

Asigurarea unei game mai mari de reglaj s-a realizat prin slăbirea cîmpului de excitaţie a motorului m_2, la 50, 78 şi 100%.

Practic, s-a constatat că valorile obţinute pe baza calculelor s-au verificat prin citirile şi măsurările făcute pe stand.

Mărimile impuse prin temă au fost: cuplul nominal la ieşirea din reductor, M_e; turaţia reductorului la axul de ieşire, n_e, şi raportul de multiplicare dintre turaţia la ieşire şi cea la intrare, i.

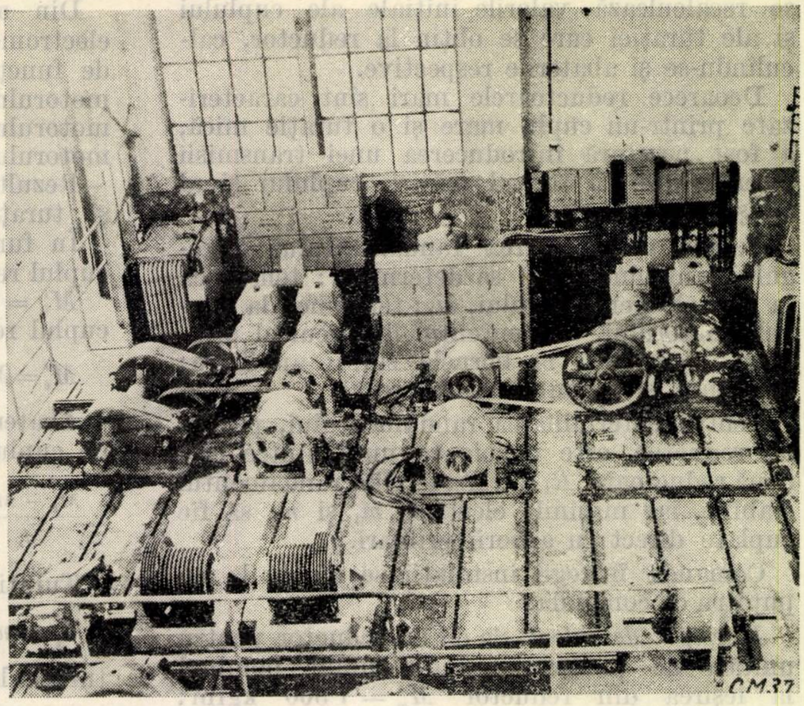


Fig. 2

Pentru electromotorul serie de curent continuu s-au obţinut caracteristicile următoare: cuplul în funcţie de curent $M = f(I)$; turaţia în funcţie de curent $n = f(I)$.

Considerînd mărimile date în temă s-au calculat atît cuplul la intrarea în reductor:

$$M_i = \frac{M_e}{i \cdot \eta}, \text{ kgfm,}$$

unde η este randamentul reductorului, cît şi turaţia la axul de intrare al reductorului:

$$n_i = n_e \cdot i, \text{ rot/min.}$$

Caracteristicile funcţionale ale motorului electric au fost ridicate la banc pentru o anumită tensiune, fapt care a făcut necesară extrapolarea valorilor pentru diverse tensiuni aplicate la bornele electromotorului de curent continuu, rezultînd diverse turaţii de lucru.

Astfel, pentru obţinerea unei valori a cuplului şi pentru o anumită turaţie, din valorile extrapolate ale caracteristicilor se aleg punctele de funcţionare.

Caracteristicile $M = f(I)$ şi $n = f(I)$ s-au ridicat la bancul de probă pentru diferite grade de excitaţie (50, 78 şi 100%), obţinîndu-se mai multe puncte de funcţionare.

În urma alegerii valorilor de funcţionare curent I, respectiv tensiune U, şi cuplu M, respectiv turaţie n, pentru fiecare tip de reductor se recalculează valorile inițiale ale cuplului și ale turației care se obțin la reductor, calculîndu-se și abaterile respective.

Deoarece reductoarele mari sînt caracterizate printr-un cuplu mare și o turație mică, a fost necesară introducerea unei transmisii intermediare în scopul măririi cuplului și al micșorării turației.

Pentru determinarea randamentului întregului lanț cinematic se determină : tensiunea la bornele generatorului, m_1; tensiunea la bornele motorului, m_2; curentul în circuitul principal; tensiunea la bornele sursei auxiliare; tensiunea și curentul redresorului.

Pentru determinarea randamentului, pentru un reductor, este nevoie ca unul dintre cele două reductoare, R_1 sau R_2, să aibă randamentul stabilit, iar mașinile electrice m_1 și m_2 să fie cuplate direct cu arborii primari.

Comanda întregii instalații se dă de la un pupitru de comandă.

Exemplu de calcul. Se dă un reductor pentru unități de pompare avînd : cuplul nominal la ieșirea din reductor $M_n = 7\,500$ kgfm; turația la ieșirea din reductor $n_e = 16$ rot/min; raportul de demultiplicare $i = 35{,}188$.

Se calculează: cuplul la intrarea în reductor:

$$M_i = \frac{M_n}{i \cdot \eta} = \frac{7\,500}{35{,}188.0{,}9} = 237 \text{ kgfm};$$

turația la intrarea în reductor :

$$n_i = n_e \cdot i = 16.35{,}188 = 562 \text{ rot/min}.$$

Se alege un raport de multiplicare între motor și reductor :

$$K = 0{,}178.$$

Acest raport se obține prin alegerea unor roți de curea cu diametre corespunzătoare :

$$\frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{D_3}{D_4} = \frac{250}{700} \cdot \frac{500}{1\,000} = 0{,}178,$$

unde :

D_1 este diametrul roții de la motor;

D_2, D_3 — diametrele roților de pe transmisia intermediară;

D_4 — diametrul roții reductorului.

Din ambele caracteristici extrapolate ale electromotorului se aleg următoarele valori de funcționare : tensiunea la bornele electromotorului $U = 750$ V; curentul de sarcină a motorului $I = 92$ A; gradul de excitație a motorului serie 100%.

Rezultă : cuplul motorului $M_m = 43$ kgfm și turația motorului $n_m = 1\,430$ rot/min.

În funcție de aceste valori se recalculează cuplul real al reductorului la intrare :

$M'_i = M_m : K = 43 : 0{,}178 = 241$ kgfm, și cuplul real al reductorului la ieșire :

$$M'_e = M'_i \cdot i \cdot \eta = 241.35{,}188.0{,}9 = 7\,600 \text{ kgfm}.$$

Abaterea în procente a valorii cuplului față de cuplul nominal :

$$\frac{M_e - M'_e}{M_e} 100 = \frac{7\,500.7\,600}{7\,500} \cdot 100 = +1{,}33\%.$$

Turația la intrare în reductor :

$$n_i = n_m \cdot K = 1\,430 \cdot 0{,}178 = 2\,550 \text{ rot/min};$$

turația la ieșirea din reductor :

$$n_e = n_i : i = 2\,550 : 35{,}188 = 7{,}3 \text{ rot/min}.$$

La efectuarea rodajului în sarcină, alegîndu-se valorile arătate, s-a constatat că determinările experimentale corespund valorilor precizate prin calcul.

În concluzie, realizarea acestui stand de probat reductoare în sarcină prezintă o serie de avantaje tehnice și economice :

— economie de energie electrică, consumul de energie pentru proba a două reductoare (două mici și două mari) fiind de 30 kW/h față de 50 kW/h pentru un singur reductor mare pe vechiul stand;

— asigurarea unor condiții de încercare corespunzătoare condițiilor de funcționare în exploatare;

— asigurarea unor multiple posibilități de studiu asupra reductoarelor, cum și efectuarea probelor pentru determinarea caracteristicilor nominale;

— posibilitatea probării în sarcină pentru toată gama de reductoare aferente unităților de pompare;

— posibilitatea realizării standului cu material fabricat în mod curent în țară.

CZ 621.899: 621.165: 621.315.615.2

Criterii analitice privitoare la scoaterea din exploatare a uleiurilor uzate de turbine și de transformatoare

CONSTANTIN CREȚULESCU

Problema menținerii în serviciu și a scoaterii din exploatare a uleiurilor minerale utilizate la turbinele cu abur și la transformatoarele electrice prezintă o importanță deosebită pentru buna funcționare a acestor utilaje tehnice.

A scoate din exploatare un ulei înainte de a fi considerat complet uzat, și deci inapt de a face față mai departe solicitărilor la care este supus, înseamnă a face risipă de ulei, iar menținerea mai departe în exploatare a unui ulei ai cărui indici de calitate au fost depășiți, în sensul degradării sale calitative, va duce evident la degradarea utilajelor tehnice cu toate consecințele grave ce rezultă pentru producție.

Literatura tehnică romînească referitoare la această problemă este destul de restrînsă. În general, indicațiile analitice privind menținerea în serviciu sau scoaterea din exploatare a uleiurilor de turbină sînt descrise, în mod sumar, în unele prescripții sau acte normative care, în prezent, trebuie să fie completate și actualizate ținînd seamă de dezvoltarea impetuoasă a industriei.

De asemenea, standardele de stat privind calitatea uleiurilor de turbină STAS 742—49 sau de transformatoare STAS 811—61 nu prevăd nici o indicație referitoare la indicii de calitate care îndreptățesc scoaterea din exploatare a acestor uleiuri.

De aceea, se consideră că punerea la dispoziție a datelor analitice limită, privind menținerea în serviciu și scoaterea din exploatare a uleiurilor de turbină și de transformatoare — criterii analitice în concordanță cu normativele în vigoare în R.P.R. și completate cu date analitice rezultate din practica exploatării din ultimii 10 ani — va fi de un real folos pentru inginerii și tehnicienii din exploatare.

După o perioadă de funcționare în exploatare de circa 30—40 000 h, uleiurile de turbină se uzează pierzîndu-și calitățile de lubrifiant, de mediu de răcire și de lichid de reglaj pe care le aveau în starea inițială.

De asemenea, după o perioadă de funcționare în exploatare, care la unele transformatoare poate să ajungă pînă la 20—30 ani, uleiurile de transformatoare îmbătrînesc, pierzîndu-și calitățile izolante și de răcire pe care le aveau în starea inițială.

În general, îmbătrînirea uleiurilor minerale se datorește unui fenomen de oxidare care se desfășoară sub acțiunea simultană a umidității și a oxigenului din aer, cum și a căldurii ce se dezvoltă în procesul de ungere, de răcire cu ulei sau în timpul funcționării transformatorului.

Pentru a exemplifica rolul fiecărui factor în procesul de uzură al unui ulei mineral aflat în exploatare se vor descrie cauzele care influențează degradarea calitativă a uleiului de turbină și care grăbesc îmbătrînirea acestuia.

a) Oxigenul din aer oxidează hidrocarburile componente ale uleiului de turbină. Această oxidare duce la formarea de produși solubili, care închid culoarea uleiului, sau insolubili — sub formă de nămoluri — care se depun. Oxidarea uleiului din exploatare se evidențiază analitic cantitativ prin creșterea indicelui de aciditate organică.

Se menționează că oxidarea uleiului este sensibil accelerată de creșterea temperaturii uleiului.

b) Prezența apei în ulei duce la formarea de emulsii temporare sau stabile și a unor chiaguri sau precipitate cu aspect de burete, care se depun cu precădere pe părțile reci ale sistemului sau la fundul rezervorului de ulei. De multe ori ele se depun și pe interiorul conductelor de transport al uleiului din sistem, îngustînd secțiunea de trecere.

Ca efect dăunător al depunerilor se menționează și scăderea capacității de răcire a răcitoarelor de ulei, din cauza micșorării transferului de căldură prin pereții răcitoarelor.

De asemenea, apa din ulei provoacă corodarea suprafețelor metalice. Ca urmare, iau naștere oxizi metalici care acționează asupra uleiului cald din sistem, catalizîndu-i oxidarea, și se combină cu acizii organici din ulei, formînd săpunuri metalice care se depun în sistem sub formă de nămoluri.

Pe de altă parte, apa care intră în ulei conține de obicei ioni liberi — de exemplu, ioni de clor — care atacă suprafețele metalice cu care vin în contact, formînd săruri metalice. Unele dintre aceste săruri hidrolizează cu apa și pun în libertate acizi minerali, cu acțiune corosivă, a căror prezență în uleiul aflat în exploatare se dovedește prin reacția extrasului apos, conform STAS 22—49.

Prezența apei în ulei este dăunătoare și procesului de ungere, provocînd întreruperea filmului și micșorînd aderența peliculei pe metal.

În industria chimică, industria hîrtiei și celulozei se pot condensa în uleiul de la turbine vapori de acizi sau alcalii care există în atmosfera halelor de lucru și care au, de asemenea, o acțiune corosivă asupra părților metalice ale sistemului.

Rezultă deci că este absolut necesar să se împiedice, pe cît posibil, pătrunderea apei sau a vaporilor de apă — puri sau impurificați —atît în uleiul din sistem, cît și în uleiul din rezervorul de alimentare.

c) Prezența aerului în uleiul din sistem are, de asemenea, un efect dăunător. Pelicula cu incluziuni de aer este discontinuă și bulele de aer, fiind în directă legătură cu suprafața caldă a metalului care trebuie unsă, accelerează procesul de oxidare a uleiului.

Incluziunile de aer aflate în peliculă cauzează pierderi de ulei în sistem prin antrenarea picăturilor foarte fine de ulei, sub formă de ceață, de către bulele de aer care se sparg și ies la suprafață.

În mod eronat această ceață se confundă cu vaporii de ulei care, bineînțeles, nu pot lua naștere la temperatura de regim a turbinei.

Prezența aerului în ulei face ca la piesele mecanice în mișcare să se producă spumă. Această spumă, definită ca o infinitate de bule de aer în masa uleiului, nu numai că dăunează în procesul de ungere și că accelerează oxidarea uleiului, dar în procesul de acționare hidraulică (reglaj) provoacă șocuri sau trepidații, deoarece impulsul de mișcare nu se transmite printr-un mediu lichid continuu.

Pentru prevenirea acestui inconvenient, la uleiurile de turbină folosite ca lichid de reglaj, se adaugă un aditiv antispumant (ulei de siliconi).

d) Impuritățile mecanice pot proveni în uleiul de turbină fie din aer, fie din urmele de nisip, praf sau rugină, care au rămas de la operațiile de turnare sau prelucrare a pieselor mecanice.

De asemenea, există particule metalice fine rezultate din procesul de frecare a suprafețelor în mișcare.

Impuritățile mecanice din ulei conțin și rugină produsă pe suprafețele metalice neumectate de ulei, cum ar fi capacul de la rezervor sau părțile superioare ale pereților rezervorului, de către picăturile fine de apă, datorite precipitării umidității din aer, care se depun în condițiile unei aerisiri insuficiente.

Mai rezultă impurități mecanice și de la lacurile cu care sînt vopsite părțile interioare ale agregatului. Din cauza vibrațiilor continue, de pe suprafețele metalice interioare se deslipesc pelicule de lac, și în locurile rămase libere apar cu timpul pete de rugină.

În același timp, uleiul se impurifică cu coji din lacul exfoliat care, parțial, se dizolvă în ulei. Dispersarea peliculelor de lac sau de vopsele în masa uleiului slăbește rezistența la oxidare a acestuia, iar oxizii metalici formați pe locurile de unde s-a dezlipit lacul grăbesc fenomenul de oxidare a uleiului, facilitînd chiar producerea de săpunuri metalice între acizii organici formați în ulei și oxizii metalici aflați pe suprafața pieselor metalice. Aceste săpunuri metalice se precipită sub formă de depuneri solide sau gelatinoase.

Toți factorii descriși acționează asupra calității uleiului, îi grăbesc îmbătrînirea și fac necorespunzătoare utilizarea sa după un anumit timp de funcționare în exploatare.

Ca urmare, cînd se va constata prin analize fizico-chimice că uleiul de transformator și-a pierdut calitățile lui izolante și de răcire și că uleiul de turbină și-a pierdut calitățile lui de ungere și de lichid de reglaj, va trebui ca aceste uleiuri să fie scoase din exploatare și supuse operațiilor de recondiționare fizică sau de regenerare chimică.

În legătură cu aceasta, trebuie stabilit modul de interpretare a rezultatelor analizelor de laborator ale uleiurilor respective, cu alte cuvinte la ce valori analitice limită se impune recondiționarea fizică a uleiului fără oprirea turbinei sau a transformatorului și ce valori analitice stabilite în laborator arată că uleiul este uzat în așa măsură încît este necesară oprirea turbinei sau a transformatorului, pentru ca uleiul uzat să fie supus regenerării.

Uleiurile de transformator se scot din exploatare și sînt considerate uzate cînd constantele lor fizico-chimice au atins următoarele valori limită :

— aciditate organică,	max 1,5 mg KOH/g ;
— rigiditate dielectrică :	
pentru aparatele cu tensiune sub 6 kV	min 80 kV/cm ;
pentru aparatele cu tensiune de 6—35 kV,	min 100 kV/cm ;
pentru aparatele cu tensiune peste 36 kV	min 140 kV/cm ;
— tg δ la 20°C,	max 0,02 ;
— tg δ la 70°C,	max 0,07.

Dacă uleiul nu corespunde uneia sau mai multor condiții limită specificate, trebuie scos din exploatare și supus operațiilor de recondiționare sau de regenerare.

Pentru a putea fi admis din nou în exploatare, un ulei recondiționat de transformator trebuie să aibă următoarele valori limită :

— rigiditatea dielectrică,	min 125 kV/cm ;
— tg δ la 20°C,	max 1% ;
— tg δ la 70°C,	max 4% ;
— aciditatea organică,	max 1,5 mg KOH/g.

Dacă aciditatea organică este de 1,5 mg KOH/g sau mai mare, uleiul recondiționat trebuie supus unei regenerări chimice, după care trebuie să corespundă indicilor de calitate specificați în norma internă nr. 173—54 pentru uleiuri regenerate de transformator, elaborată de Ministerul Industriei Petrolului și Chimiei, la care se mai adaugă condițiile limită pentru valorile tangentei unghiului de pierderi dielectrice.

Uleiul de turbină aflat în exploatare este supus unui control zilnic și unui control periodic de laborator.

Controlul zilnic comportă determinarea impurităților mecanice și a conținutului de apă în ulei. În cazul cînd se va stabili calitativ prezența impurităților mecanice și a apei, se vor efectua determinări cantitative pentru acești indici.

Dacă la controlul zilnic se va constata că uleiul este tulbure, ceea ce denotă prezența apei în masa uleiului, acesta va fi supus imediat operațiilor de recondiționare fizică — decantare, centrifugare sau filtrare — fără oprirea turbinei.

În cazul cînd, după recondiționarea fizică, uleiul nu a devenit complet transparent (lipsit de apă), el va fi scos din turbină și supus unei noi recondiționări fizice, luîndu-se și măsuri de remediere a defecțiunilor mecanice ale turbinei.

Uleiul de turbină aflat în exploatare va fi supus și unei analize reduse a cărei periodicitate depinde de valoarea indicelui de aciditate: minimum o dată pe lună, dacă indicele de aciditate este mai mic decît 0,6 mg KOH/g ulei, și minimum o dată la două săptămîni, dacă indicele de aciditate este mai mare decît 0,6 mg KOH/g ulei.

La analiza redusă se vor efectua periodic următoarele determinări:

a) reacția extrasului apos, STAS 22—49;
b) aciditatea organică, STAS 23—49;
c) viscozitatea în °E la 50°C, STAS 117—56;
d) viteza de emulsionare, STAS 56—49;
e) conținutul în apă (metoda distilării), STAS 24—50;
f) conținutul în cenușă, STAS 38—49.

Uleiul de turbină aflat în exploatare va putea fi scos din turbină și supus regenerării chimice dacă unul dintre indicii de calitate determinați la analiza redusă nu corespunde valorile indicate:

a) reacția extrasului apos, neutră;
b) aciditatea organică, max 1,5 mg KOH/g ulei;
c) viscozitatea în °E la 50°C, cu max 25% mai mare decît a uleiului în stare proaspătă;
d) viteza de dezemulsionare, max 1 000 s;
e) conținutul în apă, lipsă;
f) cenușă, max 0,05%.

Se menționează că dacă uleiul analizat conține numai apă, iar celelalte valori analitice maximale arătate se încadrează în valorile limită prescrise, uleiul nu va fi scos din turbină și dat la regenerare, ci va fi supus recondiționării prin centrifugare sau filtrare fără oprirea turbinei.

Se precizează, de asemenea, că la atingerea valorii maxime de 1 000 s, a vitezei de dezemulsionare, determinată conform STAS 56—49, turbina se va opri, iar uleiul de turbină uzat va fi înlocuit cu ulei proaspăt.

Se va arăta, în continuare, că valoarea de 1,5 mg KOH/g ulei pentru aciditatea organică este o limită nou prescrisă, mult mai reală decît valoarea de 3 mg KOH/g ulei, cît prescrie P.E.T. în vigoare (ediția 1960), care este în curs de reeditare și reactualizare, deoarece valorile înregistrate pentru aciditatea organică în ultimii zece ani de exploatare a uleiurilor de turbină la diverse întreprinderi furnizoare de energie electrică din țară nu au atins niciodată această limită maximă, iar la valoarea de 1,5 mg KOH/g ulei, uleiul este deja degradat și, ca urmare, trebuie înlocuit cu altul nou. Această nouă valoare de 1,5 mg KOH/g ulei pentru limita maximă a acidității organice va figura în noile instrucțiuni referitoare la utilizarea uleiului de turbină ce vor fi elaborate în cadrul Ministerului Minelor și Energiei Electrice.

Prin respectarea acestor date analitice se va asigura o exploatare rațională a turbinelor cu abur și a transformatoarelor electrice, cum și o utilizare eficientă a uleiurilor minerale respective.

CZ 621.43.001.4: 614.8

Probleme de protecţia muncii la bancul de încercat motoare cu ardere internă

CĂLIN ADRIAN VASILESCU

La bancul de încercat motoare cu ardere internă se stabilesc puterea şi consumul de combustibil al motorului, precum şi orice alte date care precizează funcţionarea acestuia în cadrul probei la care este supus. De aceea bancul are o aparatură complexă care trebuie să asigure atît funcţionarea motorului, cît şi măsurarea parametrilor care interesează.

Datorită existenţei acestei instalaţii, faptului că maşina este pusă să funcţioneze în condiţii grele şi prezenţei personalului de deservire şi de control în imediata apropiere a motorului, este necesar să se ia o serie de măsuri de protecţia muncii, avînd drept scop atît prevenirea accidentelor, cît şi a bolilor profesionale.

Bancurile de probă pentru motoare termice ridică probleme diferite, după cum este vorba de motoare mari sau mici ori de motoare cu benzină sau Diesel. Indiferent de tipul de motor încercat, bancul de probă este alcătuit dintr-o serie de grupe de elemente, şi anume :

—grupul de asigurare a funcţionării motorului, care cuprinde circuitul de combustibil, apa de răcire, circuitul de ulei şi circuitul de aer de admisiune în motor ;

—grupul de fixare a motorului, care cuprinde sistemul de prindere şi uneori cel de pornire ;

—grupul de frînare, care cuprinde frîna, legătura ei cu motorul şi circuitele acesteia ;

— grupul de măsură ;

—grupul de servicii auxiliare, care cuprinde diferitele instalaţii anexe.

În legătură cu aceste părţi constituente ale bancului de probă şi cu modul său de funcţionare apar o serie de pericole care au cauze ce pot fi clasificate după cum urmează :

—cauze mecanice : deplasarea de piese grele (manual sau cu maşini de ridicat), piese în evidenţă care pot produce accidente, piese cu muchii ascuţite, piese în mişcare care pot antrena îmbrăcămintea sau apuca mîinile, piese în mişcare care se pot desface sau rupe. În capitolul cauzelor mecanice mai intră zgomotul produs de motor, de anexele sale şi de frînă, precum şi trepidaţiile bancului ;

—cauze electrice în care intră pericolul de electrocutare de la instalaţiile electrice, fie ale frînei (dacă aceasta este electrică), fie de forţă sau de iluminare ;

—cauze termice în care intră pericolul cauzat de piesele fierbinţi, ulei sau apă fierbinte, care pot produce arsuri, precum şi de temperatura ridicată din zona bancului de probă, care poate duce la deshidratare şi la îmbolnăvirile determinate de diferenţele de temperatură ;

—cauze chimice care pot duce la intoxicaţii cu oxid de carbon sau la otrăviri cu tetraetil de plumb din benzinele etilate (cauze specifice motoarelor cu benzină) sau la îmbolnăviri datorite contactului prelungit cu substanţe cancerigene (cazul motoarelor Diesel) ;

—cauze complexe care duc la pericolul incendiilor şi al exploziilor.

Majoritatea acestor cauze de pericole se rezolvă încă de la proiectarea bancului de probă în modul următor :

—se elimină piesele ce pot provoca răniri ; se prevede tablă striată pentru acoperirea canalelor ; se protejează piesele în mişcare ; se izolează motorul cu pereţi sau într-o încăpere separată de locul în care se efectuează manevrarea, supravegherea şi citirea datelor. Sala bancului de probă se construieşte luminoasă, spaţioasă şi pereţii se vopsesc în culori deschise şi se prevăd cu material insonorizant. Pentru a micşora trepidaţiile la locul de muncă se prevăd fundaţii corespunzătoare, izolate de clădire, şi montarea elastică a motorului pe fundaţie ;

—se prevede dispunerea instalaţiei electrice în canale separate şi executarea conexiunilor pe tablouri electrice ;

—se prevede generalizarea reţelei de curent electric de joasă tensiune (24 V) ;

—se prevede izolarea tuturor conductelor fierbinţi şi metode de eliminare a curgerilor din circuitul uleiului şi al apei calde. Izolarea motorului într-o încăpere separată limitează efectul temperaturii ridicate care nu poate fi compensată printr-un sistem de ventilaţie ;

—dacă pericolul otrăvirii cu tetraetil de plumb este limitat şi poate fi eliminat prin măsuri de protecţia muncii, rămîne — la motoarele cu aprindere prin scînteie—pericolul intoxicării cu oxid de carbon ; prin urmare, încă din faza de proiectare, trebuie să fie prevăzute cele mai sigure sisteme de îmbinare a conductelor de evacuare pentru a elimina scăpările de gaze, precum şi o ventilaţie corespunzătoare în camera în care funcţionează motorul. La motoarele Diesel este necesar să se prevadă în mod special un exhaustor care să absoarbă aerul din zona conductei de evacuare, dacă aceasta, din necesităţi de experimentare, evacuează gazele chiar în camera de lucru ;

—pericolul incendiilor şi al exploziilor se reduce micşorînd la minimum cantitatea de combustibil din rezervoarele bancului şi prevăzînd—la instalaţiile pentru motoare mari — o reţea de stingere. Este necesar să se elimine eventualele scîntei electrice (la bancurile de motoare cu benzină) care pot proveni de la diferitele instalaţii de măsură sau de la sistemul de iluminare cu tuburi fluorescente.

În afara acestor măsuri care se iau în perioada de proiectare, este necesar ca la bancul de probă şeful unităţii să ia o serie de măsuri speciale care pot fi grupate astfel :

—măsuri generale privind bancul : să se vopsească diferitele conducte în culori convenţionale, funcţie de fluidul care circulă prin ele ; să se vopsească vizibil piesele care pot duce la răniri ; să se menţină curăţenie deosebită ştergîndu-se în special combustibilul şi uleiul atît de pe motor, cît şi de pe pardoseală. În jurul bancului, dar la distanţă de 3—5 m de motor, se vor afla stingătoarele cu bioxid de carbon. Cîrpele murdare de ulei şi de combustibil se depozitează în lăzi metalice care se golesc zilnic. Se pune un aviz general cuprinzînd indicarea tuturor măsurilor de protecţia muncii şi se pun avize avertizatoare în zonele periculoase ale bancului. Se verifică periodic punerea la pămînt a instalaţiei electrice ;

—măsuri privind punerea în funcţiune a bancului : punerea în funcţiune a bancului cu o temă de lucru sau un motor nou se face numai după ce o persoană special desemnată a verificat montajul şi după ce personalul de deservire a fost instruit. Bancul trebuie prevăzut cu o instalaţie de oprire a motorului de la distanţă. În perioada opririlor regulamentare, mecanicii de banc vor examina piesele în rotaţie şi etanşeitatea conductelor, în special cea de evacuare şi cele de combustibil. Este interzisă efectuarea de lucrări de montare sau de demontare la banc în timpul funcţionării acestuia ;

—măsuri privind personalul : nu se va folosi decît personal cu calificare corespunzătoare şi instruit în prealabil şi periodic. Instructajul se referă la următoarele puncte : deservirea motorului, deservirea instalaţiei electrice, manipularea combustibilului (cu interzicerea contactului cu benzină etilată).

Persoanele care lucrează lîngă motor vor folosi salopete sau combinezoane drept echipament de protecţie, nu vor folosi încălţăminte cu cauciuc care poate aluneca pe pardoselile murdărite de combustibil sau ulei şi vor purta la urechi — dacă este cazul — dispozitive de amortizare a zgomotului. Se va stabili un program de vizite medicale periodice. Se vor lua măsuri ca la instalaţia electrică să nu lucreze decît electricieni calificaţi. Se vor lua măsuri corespunzătoare privind manipularea pieselor grele.

La terminarea experimentărilor se va deconecta circuitul electric şi — în cazul în care la banc nu se lucrează mai mult timp — se vor goli rezervoarele de combustibil.

În cazul în care bancul de probă este deservit de o staţie de acumulatoare, se vor lua măsurile de protecţia muncii corespunzătoare.

Respectarea tuturor măsurilor de protecţia muncii asigură eliminarea accidentelor de la bancul de probat motoarele cu ardere internă.

DOCUMENTARE

Evitarea scăpărilor de gaze în cartere. R. D. Quillian, jr. N. T. Meckel şi J. V. Moffitt. In: SAE Journal, mai 1964.

Evitarea scăpărilor de gaze în carterul motorului cu ardere internă prelungeşte durata de folosire a uleiului şi elimină formarea depunerilor gumoase în carter. Fireşte că măsurile de evitare a scăpărilor se reduc numai la împiedicarea pătrunderii în carter a gazelor care trec prin neetanşeităţi. Ele intervin în drumul gazelor care ajung sub segmenţii de comprimare, înainte ca acestea să pătrundă în carter. Există patru metode de bază care pot fi aplicate relativ uşor în acest scop.

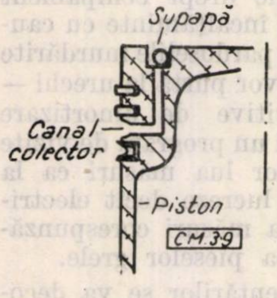


Fig. 1

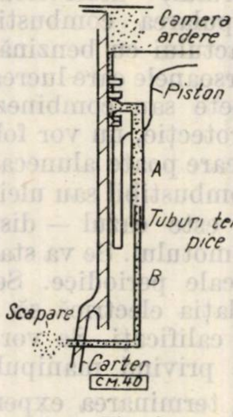


Fig. 2

Astfel, o primă metodă constă (fig. 1) în a colecta gazele într-un canal în piston şi a le trimite înapoi în cilindru printr-un canal găurit în fundul pistonului, controlat de o supapă cu bilă. Încercările efectuate la bancul de probe au arătat că această metodă reuşeşte să reducă sensibil contaminarea carterului cu gaze arse.

A doua metodă (fig. 2) realizează captarea gazelor într-un sistem de tuburi telescopice care le conduce în atmosferă, pe cînd a treia metodă (fig. 3) dirijează gazele scăpate, prin intermediul unor canale şi intrînduri în mantaua pistonului, spre orificii speciale în cămaşa cilindrului, şi de aici în exterior.

În fine, a patra metodă (fig. 4) constă în acumularea gazelor într-un canal colector, în piston, în timpul cît în cilindru presiunea este înaltă şi întoarcerea lor în cilindru cînd presiunea a devenit redusă. Pentru aceasta există mai multe posibilităţi. Astfel se poate utiliza, de pildă, un segment care etanşează la comprimare, dar permite gazelor să treacă în direcţie opusă.

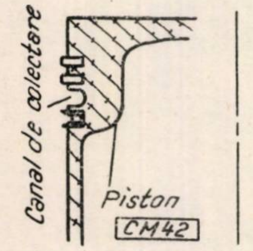


Fig. 3.

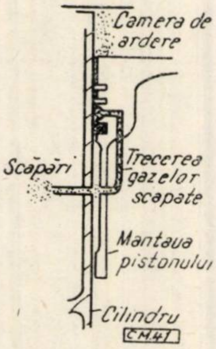


Fig. 4.

Influenţa modului de preîncălzire a amestecului carburant asupra indicilor de putere şi economici ai motorului ZIL–130. I. M. Lenin şi I. G. Gornuşkin. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 5, 1964.

Catedra de motoare a Institutului de Automecanică din Moscova, împreună cu Uzina de Automobile „Lihacev", a efectuat un studiu pentru a pune în evidenţă influenţa modului de preîncălzire a galeriei de admisiune asupra indicilor de putere şi economici ai motorului ZIL-130 cu 8 cilindri dispuşi în V. Programul lucrărilor a cuprins încercările comparative ale motorului prevăzut cu sistem de preîncălzire cu gaze şi, respectiv, cu apă.

Pentru determinarea indicilor de putere şi economici a fost folosită metoda ridicării caracteristicilor de reglaj în funcţie de compoziţia amestecului.

Rezultatele încercărilor au arătat că, la toate regimurile de funcţionare ale motorului, ambele sisteme asigură aproximativ aceleaşi condiţii de preîncălzire a amestecului carburant în diferitele ramificaţii ale galeriei de admisiune. Se constată că neuniformitatea preîncălzirii amestecului este mică, şi la majoritatea regimurilor nu depăşeşte 10°C. În afară de aceasta este caracteristică preîncălzirea mai pronunţată a amestecului care intră în primul cilindru datorită influenţei exercitate de apa fierbinte ce se deplasează spre radiator printr-o conductă dispusă în apropiere de canalul care dirijează amestecul spre acest cilindru.

Se poate observa, de asemenea, că la sistemul de preîncălzire cu apă gradul de preîncălzire este de 15–17°C la turaţii mici ale motorului; o dată cu creşterea turaţiei gradul de preîncălzire scade, iar la 1 800–2 000 rot/min se apropie de zero. La sistemul de preîncălzire cu gaze gradul de preîncălzire este în medie de 10–11°C, adică ceva mai mare decît în cazul precedent, şi depinde într-o mică măsură de turaţie. O uşoară creştere a gradului de preîncălzire se poate totuşi observa la $n > 2\,600 \ldots 2\,700$ rot/min, provocată de creşterea temperaturii gazelor destinse de la 575°C (la 1000 rot/min) pînă la 750°C (la 3 000 rot/min). Datorită transferului de căldură, temperatura gazelor în canalul de preîncălzire este mai mică cu aproximativ 300°C decît temperatura pe care ele o au în colectorul de evacuare.

Parametrii indicaţi ai ciclului arată că preîncălzirea cu apă a amestecului, care determină o creştere a lui η_v, duce la mărirea presiunii maxime a ciclului p_z şi a presiunii medii efective p_e. Este interesant de remarcat că p_z creşte mai rapid decît η_v şi p_e. Dacă se compară cele două sisteme de preîncălzire se observă că atît presiunea maximă p_z, cît şi viteza de creştere a presiunii $\Delta_p / \Delta\varphi$ sînt mai mari decît cele care caracterizează sistemul de preîncălzire cu gaze. Aceste constatări duc la concluzia că, deşi temperatura amestecului la intrarea în cilindri este mai mică în cazul preîncălzirii cu apă, arderea are loc în acest caz mai rapid şi mai intens decît la preîncălzirea cu gaze. Această presupunere este confirmată şi de măsurările duratei perioadei de ardere efectuate pe diagramele indicate. Se constată că preîncălzirea cu apă determină reducerea la jumătate a perioadei de întîrziere la aprindere, îndeosebi la turaţii mici şi mijlocii. O dată cu creşterea turaţiei motorului această perioadă creşte pînă cînd, la aproximativ 3 000 rot/min devine egală cu aceea care caracterizează preîncălzirea cu gaze. Deci, cu excepţia turaţiilor mari, durata totală a arderii la preîncălzirea cu apă este cu aproximativ 15–20% mai mică decît la aceea cu gaze. Această situaţie îşi găseşte explicaţia în modul diferit de încălzire a amestecului. La sistemul cu gaze se creează o încălzire locală puternică, iar la cel cu apă amestecul este preîncălzit treptat şi uniform pe o porţiune mai mare şi într-un timp mai lung. Este evident că aceşti factori concură la activarea prealabilă a moleculelor într-o asemenea măsură, încît reacţiile preliminare arderii decurg foarte intensiv, ceea ce se traduce prin reducerea importantă a perioadei de întîrziere la aprindere.

Datele experimentale arată că la preîncălzirea cu apă puterea efectivă a motorului este cu 1% mai mare la 3 000 rot/min şi cu 4–5% la turaţii mici şi mijlocii, faţă de preîncălzirea cu gaze, ca urmare a îmbunătăţirii umplerii cilindrilor şi creşterii vitezei de ardere.

Preîncălzirea mai pronunţată a amestecului în cazul sistemului cu gaze permite mărirea coeficientului de exces de aer în regimul de putere şi economic de la 0,81 şi respectiv 1,03, care caracterizează sistemul de preîncălzire cu apă, pînă la 0,84 şi 1,07.

În ceea ce priveşte consumul specific de combustibil se constată că la sarcini mici sistemul cu gaze este ceva mai avantajos, iar la sarcini mijlocii, cel cu apă.

Caracteristicile primare de detonaţie au fost ridicate cu ajutorul amestecurilor etalon de combustibil realizate din izooctan tehnic, cu cifra octanică de 99,3 şi white-spirit cu cifra octanică 30,5. Datele obţinute arată că funcţionarea fără detonaţie a motorului prevăzut cu preîncălzire cu gaze este posibilă, în cazul reglajului optim al avansului la scînteie, cu folosirea unui combustibil avînd cifra octanică 85—87. Reducerea avansului, însoţită şi de scăderea puterii cu 2%, permite utilizarea combustibilului cu cifra octanică 76—78, cu excepţia turaţiilor mici.

La folosirea preîncălzirii cu apă este necesară mărirea cifrei octanice cu 1—2 unităţi, mai ales la turaţii mijlocii, fapt care confirmă ipoteza cu privire la activarea mai pronunţată a moleculelor. Datorită schimbului de căldură mai puţin intens, vaporizarea benzinei este mai redusă, iar amestecul umed are o tendinţă mai pronunţată spre detonaţie.

Concluziile rezultate din articol pot fi extinse şi asupra altor motoare, cu o anumită precauţie, ţinînd seamă că sistemul de preîncălzire poate avea o influenţă diferită, în funcţie de particularităţile constructive ale motorului.

Metoda studiului comparativ al uzurii motorului în funcţie de calitatea uleiului. F. N. Avdonkin şi V. E. Neustroev. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 6, 1964.

Metodele utilizate în încercarea uleiurilor prezintă două dezavantaje importante determinate, în primul rînd, de gradul de precizie redus al rezultatelor obţinute, datorită influenţei unor factori greu de controlat, cum ar fi calitatea montajului, modificarea jocurilor, regimul termic şi sarcina motorului şi, în al doilea rînd, duratei mari de timp şi cheltuielilor necesare pentru efectuarea încercărilor.

Aceleaşi dezavantaje caracterizează şi metoda încercării comparative în condiţii de exploatare a două grupe formate dintr-un număr relativ redus de motoare care utilizează un ulei etalon şi, respectiv, uleiul studiat.

Pentru a evita dezavantajele enumerate, un colectiv al Institutului politehnic din Saratov a elaborat o metodică mai perfecţionată de încercare comparativă a uleiurilor prin utilizarea unui motor obişnuit prevăzut cu un sistem de ungere format din două părţi.

Este evident că în cazul unui singur motor influenţa factorilor enumeraţi se va menţine, dar ei vor fi aceiaşi atît pentru uleiul etalon, cît şi pentru cel studiat şi deci rezultatele unor asemenea încercări comparative vor fi mai precise. Încercările uleiurilor după metodica propusă de autori pot fi efectuate atît pe stand, cît şi în condiţii de exploatare, singura condiţie fiind desfacerea sistemului de ungere în două părţi.

Pentru aceasta, la motorul Ural-355 au fost introduse trei dopuri de obturare; în partea centrală a magistralei de ulei, la ieşirea din canalul de ulei către cel de-al patrulea fus-palier şi la intrarea în canalul de ulei care face legătura între acelaşi fus şi al treilea fus-maneton. Ieşirea şi, respectiv, intrarea în cele două canale au fost deplasate în partea din faţă a motorului. De asemenea, carterul inferior a fost desfăcut în două părţi, iar motorul a fost prevăzut cu cîte două pompe de ulei, manometre şi filtre fine. Pentru a exclude posibilitatea amestecării uleiurilor au fost luate măsuri de obturare cu babit a orificiilor din jumătatea superioară a carterului. Pompele de ulei au fost scoase din cele două cartere, fiind acţionate cu ajutorul unei transmisii printr-o curea trapezoidală de la o şaibă montată pe arborele cotit.

În condiţiile de încercare pe stand au fost folosite cartere uscate, iar în cele de exploatare, cartere umede.

În perioada încercărilor pe stand ale motorului a fost necesară, iniţial, studierea etanşeităţii celor două sisteme de ungere şi a intensităţii uzurii pieselor motorului. Pentru studiul uzurii cilindrului şi fusurilor arborelui cotit a fost folosită metoda degajărilor şi, respectiv, aceea a amprentelor, iar motorul a funcţionat pe stand fără sarcină la turaţia de 1 300 rot/min, folosind ulei AK—10.

Rezultatele încercărilor arată că, pentru acelaşi sistem de ungere, intensitatea uzurii fusurilor este diferită. Astfel, în cazul primului sistem de ungere care alimentează trei lagăre de bielă, se constată că după 350 h de funcţionare variaţia medie a diametrului amprentei celui de-al doilea fus-maneton este aproximativ de două ori mai mică (0,015 mm) decît cea corespunzătoare celorlalte două fusuri-manetoane (0,035 mm). În perioada următoare de 100 h de funcţionare intensitatea uzurii a crescut, ajungînd la 0,026 mm, ceea ce arată că intensitatea uzurii fusurilor-manetoane în perioada încercărilor variază în limite destul de largi în cadrul fiecărui sistem de ungere.

Autorii ajung la aceleaşi concluzii şi în urma analizei curbelor de uzură a perechii cilindru-segment de piston pe baza modificării rostului de dilatare a segmentului. Astfel, spre exemplu, se constată că intensitatea uzurii primului cilindru este mai mare decît aceea a cilindrilor II şi III. Practic, aceeaşi intensitate a uzurii se remarcă la cilindrii dispuşi simetric faţă de planul central, cu excepţia cilindrilor II şi V.

După verificarea funcţionării motorului prevăzut cu cele două sisteme de ungere şi după stabilirea modului cum variază intensitatea uzurii pieselor principale a fost studiată influenţa prezenţei prafului abraziv în ulei asupra uzurii motorului. În acest scop, s-a introdus o cantitate de 28 g praf abraziv în cei şase litri de ulei din cel de-al doilea sistem de ungere. Dacă după primele 450 h de funcţionare jocurile în lagărele de bielă s-au modificat foarte puţin, în următoarele 10 h ele au crescut, spre exemplu, la lagărul al şaselea de la 0,015 pînă la 0,17 mm, iar la cel de-al cincilea, de la 0,02 la 0,32 mm. Uzura cuzineţilor lagărelor arborelui cotit a atins 0,02—0,07 mm, iar aceea a fusurilor-manetoane, 0,20—0,25 mm.

Intensitatea uzurii cilindrilor a crescut brusc, mai ales în regiunea situată sub al patrulea segment, iar spre p.m.e. ea atinge valori importante. Uzura segmenţilor creşte mai rapid decît aceea a cilindrilor; jocul la rostul de dilatare al primului segment de compresiune creşte mult la p.m.i.

Se observă deci că metodica propusă dă posibilitatea încercării concomitente a două sau chiar mai multor tipuri de ulei, pompe de ulei şi alte subansambluri ale sistemului de ungere, fragmentat în mai multe părţi distincte, atît în condiţii de funcţionare a motorului pe stand, cît şi în condiţii de exploatare. Ea permite excluderea influenţei factorilor întîmplători şi, prin aceasta, mărirea gradului de precizie a rezultatelor obţinute, reducîndu-se (de peste 3 ori) numărul de motoare experimentale şi, în consecinţă, şi cheltuielile corespunzătoare.

Evoluţia în Suedia a motorului Diesel cu injecţie directă (de automobil) I. Larborn. In: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A. nr. 8—9, 1964.

În Suedia, motoare Diesel cu injecţie directă, pentru automobile, se fabrică de Uzinele Volvo şi Scania-Vabis (tabela 1).

Toate motoarele sînt în 4 timpi, cu 6 cilindri în linie, verticale. Ele au cameră de ardere cupă în piston. Diametrul cupei este aproximativ 60% din alezaj. Injectoarele posedă patru orificii de injecţie. Formarea amestecului depinde în cea mai largă măsură de mişcarea aerului în timpul admisiunii. Această mişcare este datorită unei forme potrivite a canalelor de admisiune. Primele experienţe efectuate de Volvo au dus la adoptarea unei arhitecturi speciale a traseului de admisiune care amorsează parţial mişcarea dirijată a aerului înaintea supapei de admisiune.

Bloc-carterul este din fontă. Pistoanele din aliaj uşor puţin hipereutectic cu aproximativ 12% siliciu şi 1% cupru sînt turnate în cochilie. Mantaua pistonului este prelucrată conic, cu secţiunea eliptică. Canalul primului segment este realizat într-o inserţie de fontă. Segmenţii sînt turnaţi individual, primul segment fiind cromat. Cămăşile cilindrilor sînt turnate centrifugal dintr-o fontă bogată în fosfor. Cuzineţii sînt de tipul clasic cu trei straturi: bronz cu plumb, plumb şi indiu,

Tabela 1

Model	Volvo						Scania – Vabis		
	D96B (*AN**)	TD96C (*SA***)	D67C (*AN*)	TD67C (*SA*)	D47C (*AN*)	TD47C (*SA*)	D11 (*AN*)	DS11 (*SA*)	D8 (*AN*)
Diametrul cilindrului, mm	120,65		104,77		95,25		127		115
Cursa pistonului, mm	140		130		110		145		125
Cilindreea totală, l	9,60		6,73		4,70		11,02		7,79
Raportul de comprimare	17	15	17		17		16		16
$P_{e_{max}}$, kW;	119	169	91,8	110	70	120	140	162	103
la n rot/min	2 200		2 400		2 800	2 200	2 200		2 400
Greutatea, kg	860	880	570	585	485	500	900	920	700

* *AN* – admisiune naturală.
** *SA* – supraalimentare.

Axul cu came este din oţel. Supapa de evacuare, din material austenitic, este stelizată. Cozile supapelor sînt cromate la cald. Introducerea filtrelor de aer cu cartuşe de hîrtie a dus la o reducere remarcabilă a uzurii cilindrilor.

În ultimii zece ani, supraalimentarea s-a aplicat într-un ritm foarte accelerat. Turbosuflantele se înlocuiesc la 100 000 km.

O metodă eficientă de creştere a productivităţii tractoarelor cu roţi. L. I. Buiankov. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 8, 1964.

Creşterea productivităţii tractoarelor cu roţi poate fi înfăptuită, de exemplu, prin mărirea vitezei de lucru sau prin îmbunătăţirea aderenţei şi micşorarea patinării roţilor conducătoare. În seria de măsuri menite să rezolve problema semnalată se numără şi echiparea tractoarelor cu diferenţiale cu blocare automată. Aceste diferenţiale sînt prevăzute cu cuplaje care comportă o serie de discuri de fricţiune, avînd rolul de a bloca diferenţialul în timpul deplasării rectilinii a tractorului şi de a-l debloca numai la viraje.

Încercările efectuate în acest sens la Uzina de tractoare din Lipeţk cu un tractor T–40 au arătat că un astfel de diferenţial măreşte efortul de tracţiune, randamentul şi, ca urmare, productivitatea, mai ales pe arătură şi la lucrări de transport în condiţii grele de traseu. Datorită utilizării unei transmisii hidraulice, care asigură comanda automată a blocării diferenţialului fără intervenţia conducătorului, s-au obţinut rezultate pozitive chiar pe soluri cu coeficient mic de aderenţă.

Trebuie amintit că unele drumuri cu suprafaţa dură permit îndeplinirea lucrărilor de transport cu viteze sporite la eforturi reduse de tracţiune, aderenţa roţilor conducătoare fiind îmbunătăţită. În aceste condiţii, blocarea diferenţialului nu mai este necesară, deoarece nu duce la o creştere sensibilă a productivităţii ; în plus, blocarea şi deblocarea pot avea loc cu oarecare întîrziere, avînd astfel consecinţe dăunătoare : scăderea rapidităţii tractorului şi a securităţii deplasării la viteze ridicate, corelate cu mărirea uzurii pneurilor. Aceste dificultăţi pot fi evitate, realizînd deblocarea diferenţialului la cuplarea treptelor superioare de viteză.

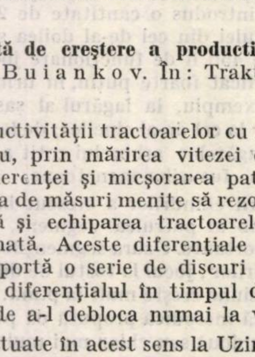


Fig. 1.

În figura 1 se prezintă schema de principiu a mecanismului perfecţionat de comandă a cuplajului cu discuri de fricţiune. Acest mecanism cuprinde cilindrul hidraulic *1*, inclus în circuitul *2* al unei pompe de ulei şi supapele de branşare *3* şi *4*. Supapa *3* este acţionată de tija *5* a mecanismului de rotaţie a roţilor directoare *6*, iar supapa *4* – de axul treptelor superioare de viteză *7*.

În timpul deplasării rectilinii a tractorului în trepte inferioare de viteză, supapele *3* şi *4* sînt deschise şi uleiul vehiculat de pompă trece în conducta deversoare *8* ; în această situaţie cilindrul *1* nu lucrează, discurile de fricţiune fiind apropiate şi diferenţialul blocat. La executarea unui viraj, supapa *3* se roteşte oprind accesul uleiului. Datorită acestui fapt, cilindrul *1* acţionează discul de presiune al cuplajului, prin intermediul pîrghiei de decuplare *9*, ceea ce provoacă îndepărtarea discurilor de fricţiune şi, ca urmare, deblocarea diferenţialului. Acelaşi efect îl are rotirea supapei *4*, care se produce la cuplarea treptelor superioare de viteză.

Restabilirea traiectoriei rectilinii a tractorului sau trecerea într-o treaptă inferioară de viteză condiţionează revenirea supapei corespunzătoare în poziţia „deschis" şi, în consecinţă, evacuarea uleiului din cilindrul hidraulic. O dată cu aceasta diferenţialul este blocat sub acţiunea arcurilor de presiune ale cuplajului, care apropie discurile de fricţiune.

Asupra unor indici calitativi ai maşinilor pentru cultivarea şi recoltarea bumbacului. N. M. Mihailovskii. În: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 8, 1964.

În ultima vreme eficacitatea maşinilor pentru cultivarea şi recoltarea bumbacului s-a îmbunătăţit simţitor, ca urmare a perfecţionării construcţiei şi a pregătirii de fabricaţie. Totuşi cheltuielile anuale de reparaţie sînt destul de ridicate, o serie de piese de uzură prezentînd deficienţe care provoacă ieşirea prematură din funcţiune a maşinilor respective. În scopul ameliorării acestei situaţii trebuie îmbunătăţită sistematic construcţia maşinilor şi sporită rezistenţa la uzură a organelor şi subansamblurilor componente, atît prin utilizarea unor materiale superioare, cît şi prin ridicarea preciziei de prelucrare.

Pentru determinarea rezistenţei la uzură a agregatelor complexe ale acestor maşini, în cadrul Institutului ştiinţific pentru automobile şi tractoare s-a elaborat o metodă care ia în considerare uzura relativă a pieselor şi îmbinărilor cu ajutorul relaţiilor :

$$u_r = \frac{u_{m\,max}}{u_{lim}}, \quad s_r = \frac{s_{m\,max} - s_i}{s_{lim} - s_i}, \tag{1}$$

în care :

$u_{m\,max}$, $s_{m\,max}$ sînt media valorilor maxime ale uzurii pieselor, respectiv ale jocului în îmbinări ;
u_{lim}, s_{lim} – valoarea limită a uzurii, respectiv a jocului ;
s_i – jocul iniţial.

Deoarece în încercările de scurtă durată este dificil de obţinut date suficiente asupra rezistenţei la uzură a tuturor pieselor agregatului, metoda propusă prevede numai analiza pieselor cu uzură rapidă (în cazul motoarelor, a cuplului piston-cilindru şi a organelor mecanismului bielă-manivelă). Metoda dă rezultate bune dacă se compară agregate avînd în componenţă un număr egal de piese cu aceeaşi rezistenţă la uzură, în acest caz uzura totală fiind calculată în funcţie de preţul de cost al pieselor analizate cu expresia:

$$u_t = \Sigma \frac{q_i}{Q} \cdot \frac{u_{m\,max}}{u_{lim}}, \tag{2}$$

în care:

q_i este preţul de cost al pieselor cu uzură rapidă;
Q — preţul de cost al maşinii.

În afară de uzura totală, un alt indice al maşinii este coeficientul de uniformitate a rezistenţei la uzură a pieselor, reprezentat prin raportul dintre preţul de cost al maşinii noi şi suma dintre acesta şi preţul de cost al tuturor pieselor înlocuite în timpul exploatării, adică:

$$k_u = \frac{Q}{Q + \Sigma n_i q_i}. \tag{3}$$

Din cauza dificultăţilor de obţinere a datelor certe asupra tuturor pieselor înlocuite, relaţia (3) poate fi corectată în funcţie de uzura relativă a pieselor examinate, luînd forma:

$$k_u = \frac{Q}{Q + \Sigma q_i \dfrac{u_{m\,max}}{u_{lim}}}. \tag{4}$$

Pentru ilustrarea celor menţionate, în figura 1 se prezintă variaţia acestor indici în cazul aparaturii de recoltare a unor maşini pentru recoltarea bumbacului. La întocmirea graficului au fost utilizate valorile uzurii medii şi ale uzurii limite ale organelor principale, cum sînt periile, arborele şi lagărele sale, curelele de transmisie.

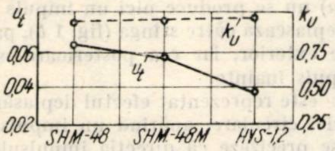


Fig. 1.

Se observă că uzura totală a aparaturii de recoltare a maşinii HVS-1,2 este cu circa 42 % mai mare decît uzura aparaturii similare a maşinii SHM-48.

În primul caz, creşterea rezistenţei la uzură a fost obţinută printr-o serie de măsuri. De exemplu, uzura lagărelor inferioare s-a micşorat datorită reducerii încercării specifice a suprafeţelor de frecare, pe seama unei uşoare majorări a diametrului fusurilor corespunzătoare şi ca urmare a cromării suprafeţelor fusurilor şi a îmbunătăţirii sistemului de ungere.

Injector cu ştift interior. H. E. Woodward. In: Automobile Engineer, aug 1964.

Comportarea denumită „clănţăneală" a injectoarelor pentru motoare Diesel la încercarea acestora cu o pompă manuală este acceptată în general. Fenomenul apare la injectorul instabil la deschideri mici, astfel încît ori este deschis mult pentru o injecţie rapidă, ori se închide complet. Rezultă că dacă este alimentat cu debite mici de combustibil, injectorul îl debitează pe acesta într-o serie de injecţii scurte — de unde „clănţăneala". Fenomenul oferă avantajul că fiecare injecţie se bucură de o bună pulverizare. La injectorul obişnuit, cu mai multe orificii, prevederea unui puţ cu diametru mare reduce tendinţa la clănţăneală. De multe ori este necesară mărirea acestei cote pentru a reduce pierderile de presiune din interiorul injectorului. Soluţia de a mări dimensiunile întregului injector în scopul de a evita cele arătate nu poate fi acceptată. BICERI (British Internal Combustion Engine Research Institute) a dezvoltat un tip nou de injector care conservă fenomenul chiar la un puţ cu diametru mare. În figură se arată acest injector cu ştift interior în poziţie închisă (stînga) şi deschisă (dreapta). La capătul acului se realizează un scaun al ştiftului cu acelaşi unghi ca şi acela din tijă, ştiftul pătrunzînd în puţ cu o anumită distanţă, *A*, ceea ce produce o secţiune de restricţie, *B*. La începutul ridicării acului, combustibilul pătrunde în spaţiul dintre sediu şi ştift, neputînd trece în puţ. Presiunea crescută în acest mod face să crească forţa totală de ridicare a acului. În momentul cînd ştiftul părăseşte puţul, acul s-a accelerat şi îşi continuă ridicarea în mod substanţial. Dacă debitul de combustibil este mic, presiunea scade sub aceea la care acul s-ar închide în momentul în care arcul injectorului opreşte acul. Sub influenţa arcului, acul este întors la sediul său, astfel încît închiderea se produce rapid şi fără picurări.

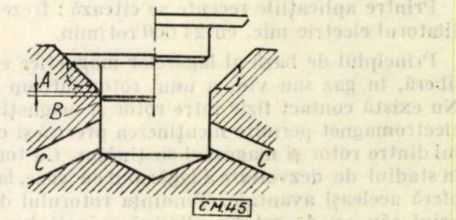


Fig. 1.

Lagărele cu gaze, magnetice şi magnetohidrodinamice. J. W. Beams, V. Sternlicht şi W. F. Huges. In: SAE Journal, martie 1964.

Lagărele cu gaze sînt folosite, în prezent, în aplicaţii pentru încărcări de la cîteva grame la mii de kilograme. Printre avantajele lor se enumeră: necontaminarea mediului ambiant cu lubrifiant, funcţionarea pe un interval larg de temperaturi, durată mare de serviciu, frecare redusă şi constantă, vibraţii reduse. Lagărele lubrificate cu gaze ridică probleme complexe de mecanică neliniară şi de interferenţă a multor parametri. O complicaţie în plus apare datorită aplicării lor în special la rotoare cu turaţii foarte ridicate, ceea ce face ca orice defecţiune a lagărului să se traducă prin avarii grave. Alegerea între diferitele tipuri de lagăre cu gaze trebuie să ţină seamă de turaţie, greutăţile rotoarelor, încărcările în operaţiile de oprire şi pornire etc. Forţele dinamice şi instabilitatea sînt cele mai mari obstacole la aplicarea acestor lagăre. În figura 1 se arată schematic funcţionarea unui lagăr cu gaze. În lipsa rotaţiei fusului, acesta se aşază pe suprafaţa lagărului, formînd o zonă convergentă şi una divergentă. La începerea rotaţiei, zona convergentă acţionează ca o pompă vîscoasă, iar cea divergentă, ca un difuzor, formînd suprapresiuni şi, respectiv, depresiuni. Deoarece difuzorul este mai puţin

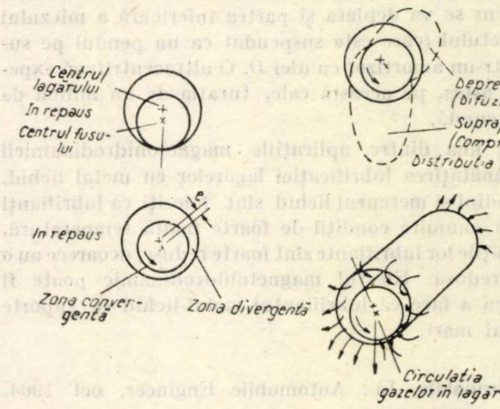


Fig. 1.

eficient decît compresorul (zona convergentă), se produce o diferenţă de presiune. Gazul este absorbit din capetele lagărului în zona divergentă, este apoi comprimat în zona convergentă şi este evacuat pe la capetele lagărului. Pe măsură ce turaţia creşte, fusul pluteşte pe o peliculă de gaze. Este posibil ca lagărul să fie alimentat cu gaze precomprimate, în care caz fusul poate fi susţinut şi în repaus.

Printre aplicaţiile recente se citează : freze dentare şi ventilatorul electric mic, cu 24 000 rot/min.

Principiul de bază al lagărelor magnetice este suspendarea liberă, în gaz sau vid, a unui rotor într-un cîmp magnetic. Nu există contact fizic între rotor şi magneţi. Folosirea unui electromagnet permite menţinerea precisă şi constantă a jocului dintre rotor şi magnetul susţinător. Cu toate că n-a ajuns în stadiul de dezvoltare a lagărului cu gaze, lagărul magnetic oferă aceleaşi avantaje. Tendinţa rotorului de a-şi găsi propriul său ax de rotaţie elimină necesitatea unui echilibraj precis. In acelaşi timp, lagărul magnetic ţine rotorul într-o poziţie predeterminată. Neexistînd uzură de frecare, durabilitatea lagărului este, practic, infinită. În plus, lagărul magnetic poate funcţiona corespunzător şi în vid. În figura 2 se arată schematic suspendarea unui rotor liber în vid. Rotorul *R* sau miezul său este executat dintr-un material feromagnetic şi este atras de electromagnetul format din bobina *S* şi miezul său metalic *C*. Rotorul va fi atras în sus pînă cînd modificarea impedanţei în spira *P* comandă servocircuitul în sensul de a reduce curentul livrat bobinei magnetului. Dacă rotorul acuză mişcarea inversă, se produce o acţiune inversă celei arătate, rotorul păstrînd astfel distanţa dorită şi deci o poziţie verticală precisă. Deoarece cîmpul magnetic axial este divergent în jos, cîmpul maxim este pe axa rotorului, ceea ce va face ca aceasta să-şi găsească o poziţie stabilă de echilibru pe axa sa. Dacă poziţia orizontală a rotorului este modificată, în acelaşi sens se va deplasa şi partea inferioară a miezului electromagnetului (care este suspendat ca un pendul pe suportul *A*) într-un amortizor cu ulei *D*. O ultracentrifugă experimentală a atins, pe această cale, turaţia de un milion de rotaţii pe secundă.

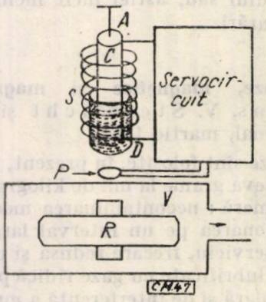


Fig. 2.

În sfîrşit, una dintre aplicaţiile magnetohidrodinamicii este şi îmbunătăţirea lubrificaţiei lagărelor cu metal lichid. În special sodiul şi mercurul lichid sînt folosiţi ca lubrifianţi de lagăre în anumite condiţii de foarte înaltă temperatură, dar proprietăţile lor lubrifiante sînt foarte reduse, deoarece au o viscozitate redusă. Efectul magnetohidrodinamic poate fi folosit pentru a face ca lubrifiantul metal-lichid să suporte încărcări mai mari.

Matriţe deformabile. In : Automobile Engineer, oct 1964.

În figură se arată trei stadii ale operaţiei de îndoire a unei plăci metalice cu ajutorul unei matriţe femele din cauciuc. Folosind un material sintetic denumit Adipren (Du Pont), s-a reuşit atingerea unei durabilităţi mulţumitoare, de exemplu 40 000 îndoiri în unghi drept, a unor table de oţel cu grosimea de aproximativ 0,8 mm. Datorită matriţei deformabile nu s-au înregistrat deteriorări superficiale, ceea ce permite utilizarea metodei şi la plăci din metale placate. De asemenea s-a constatat că se pot forma îndoituri mult mai bine definite şi mai ascuţite decît cu mijloacele obişnuite. Trebuie adăugat şi avantajul că realizarea matriţei deformabile nu pretinde prelucrări mecanice, ceea ce îi micşorează preţul de cost.

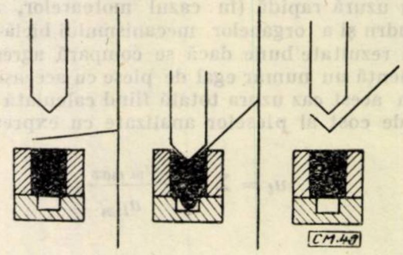


Fig. 1.

Progrese în propulsia navelor. In : L'ingegnere, nr. 7, 1964.

O navă înzestrată cu un sistem clasic de propulsie poate să se deplaseze înainte şi înapoi sau poate realiza variaţii de direcţie lente către dreapta sau stînga.

În ultimii ani însă, datorită unui nou sistem de manevră şi control, o serie de nave cu diferite destinaţii intrate în serviciu prezintă o mare mobilitate de deplasare : schimbare rapidă a direcţiei, rotaţie în jurul unui ax sau mişcare laterală şi oblică perfect controlată.

Noul sistem de elice cicloidală Voith — Schneider este constituit dintr-un număr de pale verticale montate sub o carcasă care se roteşte. Palele au un profil aerodinamic ; pasul palelor poate fi variat în timp ce acestea se deplasează pe traiectoria circulară respectivă. În felul acesta se determină o deplasare laterală în orice direcţie, deplasare care este funcţie de unghiul de înclinare a palei.

În figura 1 apare proiecţia plană a elicei. Cînd punctul *N* reglabil pentru controlul înclinării palelor se găseşte în centrul *O* (fig. 1 *a*) nu se produce nici un impuls lateral. Dacă punctul *N* se deplasează către stînga (fig. 1 *b*), pala anterioară se înclină spre exterior, iar cea posterioară, spre interior ; rezultă un impuls înainte.

În figura 3 *c* este reprezentat efectul deplasării lui *N* între axele traiectoriei circulare, apărînd un impuls oblic.

Trebuie să se precizeze că direcţia impulsului este întotdeauna normală pe direcţia *NO*. Randamentul maxim se obţine cu pale de grosime cît mai redusă, construite deci din aliaje cît mai rezistente.

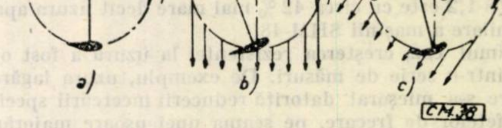


Fig. 1.

Unul dintre aliajele folosite are următorul conţinut : Al 8,5—10,6 % ; Fe 3,1—5,5 % ; Ni 4,5—6,5 % ; Mn max 1,5 % ; Zn max 0,5 % ; Cu max 0,3 %. Se mai utilizează oţelul inoxidabil cu crom-nichel.

Un nou procedeu pentru etanşarea pistonului la motoarele marine. L. Strach. In : VDI Zeitschrift, nr. 2, 1964.

Procedeul de etanşare a pistonului prin intermediul segmenţilor elastici prezintă o serie de inconveniente.

Astfel, sporirea randamentului efectiv prin mărirea raportului de compresiune este limitată de creşterea presiunii de contact dintre segmenţi şi cilindru, pierderile datorită frecărilor respective ajungînd pînă la 50—60 % din totalul pierderilor mecanice.

O altă deficienţă a acestui procedeu de etanşare o constituie efectul de frînare a mişcării pistonului, determinat de viscozitatea filmului de lubrifiant de pe peretele cilindrului. Se mai poate menţiona efectul de diluare a lubrifiantului şi de spălare a cilindrului determinat de combustibilul condensat pe peretele acestuia şi care are drept rezultat uzura cilindrului şi creşterea consumului de ulei.

În plus, uleiul pompat în camera de ardere nu arde complet; se produce numai o ardere superficială a picăturilor respective, restul fiind oxidat şi polimerizat, printre produşii de ardere găsindu-se şi substanţe cancerigene.

Dispoziţia constructivă reprezentată în figura 1 elimină majoritatea deficienţelor menţionate.

Pistonul *1* nu posedă segmenţi, nefiind în contact cu peretele cilindrului *2*. Ghidajul pistonului este asigurat de tija *3*, cuplată cu manivela arborelui-motor *4* prin intermediul capului de cruce *5*. Pierderile prin scăparea gazelor sînt limitate prin construcţia specială a pistonului, care apare în figura 2. Fundul pistonului este prevăzut cu o margine inelară *1*, care determină un contracurent ce are drept efect diminuarea secţiunii de trecere dintre piston şi peretele cilindrului. Pierderile mecanice ale sistemului clasic sînt înlocuite prin pierderi hidrodinamice care nu reprezintă decît circa 0,1 % din puterea utilă.

Răcirea pistonului se realizează în condiţii mai bune prin intermediul uleiului proaspăt ce circulă prin capul de cruce. Se elimină în acelaşi timp şi zgomotul determinat de bătaia pistonului.

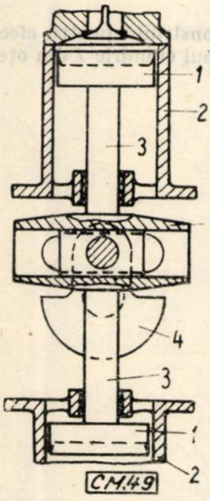


Fig. 1

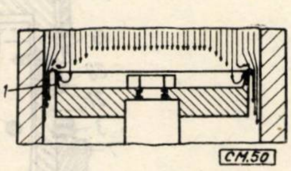


Fig. 2.

Reducerea substanţială a greutăţii pistonului permite sporirea turaţiei, fapt ce are o influenţă favorabilă atît în ce priveşte mărirea raportului de compresiune, fără pericol de detonaţie, cît şi în ce priveşte pierderile hidrodinamice. Soluţia constructivă raţională, ce se impune considerînd noul procedeu de etanşare, este cea cu cilindri opuşi.

Sudarea cu ajutorul ultrasunetelor. V. Lehfeldt. In: Schiff und Hafen, vol. **15**, nr. 7.

În ultimii ani s-au realizat o serie de încercări pentru aplicarea ultrasunetelor în cadrul sudării. Încercările sînt încă în curs de efectuare, dar rezultatele sînt promiţătoare.

În raport cu sudarea la rece prin simplă presare, sudarea prin ultrasunete prezintă avantajul incontestabil al unei forţe de apăsare mult mai reduse; în felul acesta se elimină deformaţiile care apar în cadrul primului procedeu menţionat. Metalul care se pretează în mod corespunzător sudării prin ultrasunete este aluminiul. Ultimele încercări au demonstrat însă că procedeul poate fi aplicat şi altor metale sau aliaje.

În figura 1 apare schematic o instalaţie de sudare prin puncte cu ajutorul ultrasunetelor. Instalaţia este formată dintr-un generator electric de înaltă frecvenţă (22 kHz), care furnizează curentul necesar dispozitivului magnetostrictiv *1*. Acesta, prin intermediul pieselor conice *2* şi *3*, face să vibreze vibratorul *4* care presează piesele de sudat pe suportul *5*. Curbele *6* şi *7* reprezintă aspectele necesare ale vibraţiilor în piesele conice de contact şi în vibrator.

Grosimea tablelor de sudat, în cazul aluminiului, poate atinge 2,5 mm; în cazul altor metale (oţel-crom, oţel-nichel, cupru), această grosime ajunge pînă la 1 mm.

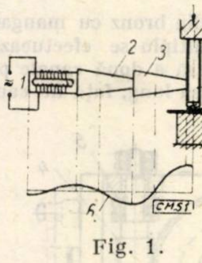


Fig. 1.

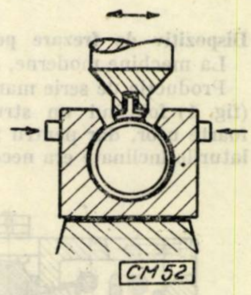


Fig. 2.

În figura 2 apare un exemplu de sudare prin noul procedeu; se sudează un profil T pe o conductă.

Sudarea prin puncte cu ultrasunete a fost folosită pînă în prezent în domeniul electrotehnicii şi acela al construcţiei reactoarelor nucleare. Se prevede că în scurt timp va fi folosită în construcţia avioanelor şi în alte domenii.

Un nou procedeu pentru controlul sudurii la aliaje uşoare. În: Materialprüfung, nr. 12, 1963.

Necesitatea încercării de rezilienţă a sudurilor la aliaje uşoare, condiţia de rezilienţă suficientă determinînd posibilitatea de deformare, a dus la un nou procedeu de control, încercarea la încovoiere cu mai multe crestături, care elimină o serie de inconveniente ale procedeelor folosite pînă în prezent.

În plus, procedeul satisface condiţiile necesare unei încercări de acest fel: repartiţie uniformă a solicitărilor în cele trei zone (sudură, sudură-metal şi metal de bază); analogia efectului de creştere în zonele considerate; determinarea valorilor rezistenţei şi capacităţii de deformare se face rapid, iar costul dispozitivului de lucru şi al epruvetelor este redus.

Epruveta folosită are secţiunea pătrată de 10 × 10 mm şi lungimea minimă de 80 mm.

Aspectul analogic al efectului de creştere în cele trei zone se obţine prin cinci crestături echidistante şi avînd aceeaşi adîncime; crestătura centrală se găseşte în zona de sudură, iar cele laterale, cîte două, în zonele de tranziţie şi în metalul de bază.

Un dispozitiv adecvat, montat pe o maşină clasică de încercări, determină un moment încovoietor uniform pe toată lungimea epruvetei. Se precizează că, pe măsură ce unghiul de încovoiere creşte, momentul încovoietor nu creşte proporţional cu sarcina ridicată de maşină, din cauza variaţiei distanţei ce intră în calculul momentului.

Punctele de fixare ale epruvetei sînt unse cu grafit, pierderile prin frecare ajungînd la numai 5% din valoarea momentului de încovoiere.

Verificarea procedeului s-a realizat pe epruvete fără sudură şi crestături. Pentru unghiuri de încovoiere de 50° şi 90° alungirile măsurate au variat cu $\pm 0{,}75\%$ în raport cu valoarea medie, reieşind uniformitatea momentului încovoietor. Acelaşi aspect a fost verificat şi prin încercarea epruvetelor fără sudură, dar cu crestături; apariţia fisurilor a variat de la o crestătură la alta, reieşind uniformitatea solicitării.

Analogia dintre efectele de creştere a fost verificată prin încercări de fotoelasticitate.

Valoarea procedeului a fost analizată prin încercările realizate asupra mai multor aliaje uşoare, sudate sub strat protector sau nesudate.

S-au constatat comportări diferite. De exemplu: pentru AlMg5 fisurile au apărut în zona de tranziţie; la AlZnMg fisurile au luat naştere, în general, în zona de sudură. În ce priveşte forma crestăturii, dacă aceasta influenţează mai puţin unghiul de rupere la încovoiere pentru epruvete fără sudură, influenţează în mod apreciabil însă unghiul de rupere la încovoiere la epruvetele sudate. Se preferă forma realizată prin pătrunderea unei pînze de ferăstrău ; în acest caz, efectul de creştere este mai mare, iar execuţia, mai ieftină.

Încercările realizate cu noul procedeu au permis o serie de concluzii în ce priveşte efectul sudării asupra caracteristicilor de rezistenţă şi deformare la aliajele uşoare.

Dispozitiv de frezare pentru strung cu cap multiplu. In : La machine moderne, nr. 664, 1964.

Producţia de serie mare a unui lagăr din bronz cu mangan (fig. 1) folosind un strung cu cap multiplu se efectuează foarte uşor, dar pentru frezarea ulterioară a două canale pe laturile înclinate era necesar un timp prea lung, faţă de cantitatea de metal îndepărtat. Pentru a se efectua această operaţie în timp ce piesa este încă prinsă în mandrină s-a construit un dispozitiv original cu care această operaţie se poate efectua fără nici o dificultate. Prin adoptarea acestor soluţii preţul de cost al acestui lagăr a fost considerabil redus. Freza este antrenată prin intermediul unui arbore flexibil, antrenat de un motor fixat sub recipient de şpan. Dispozitivul (fig. 2) conţine un arbore port-freză antrenat cu viteză potrivită fiecărui metal care se prelucrează. Corpul *1* din oţel sudat este fixat pe un dispozitiv de adaptare *2* (absolut necesar prin faptul că construcţia corpului *1* nu permite posibilitatea ca găurile de fixare să coincidă cu cele ale capului multiplu) cu ajutorul unor şuruburi înecate. Rulmenţii cu bile sînt montaţi în mod obişnuit şi spaţiul relativ restrîns constituie un avantaj, deoarece pe arborele port-freză, scurt şi rigid, este instalată o freză de 90 mm diametru.

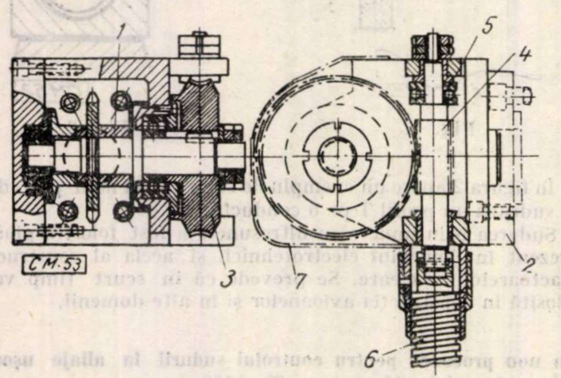


Fig. 1.

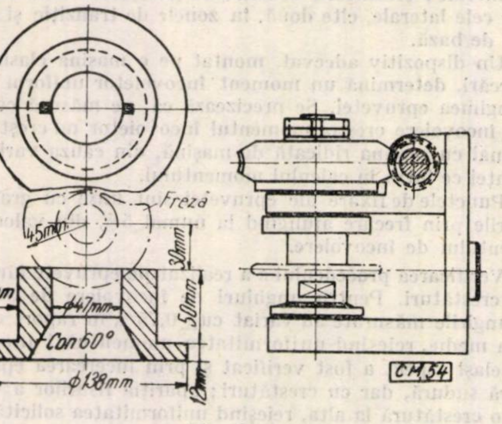


Fig. 2.

Pe arborele port-freză este calată o roată *3*, antrenată de şurubul fără sfîrşit *4* ; o extremitate a acestei roţi este prevăzută cu un opritor *5*, iar cealaltă cu un ştift transversal care intră în arborele flexibil *6*. Mecanismul este protejat contra intrării aşchiilor şi a lichidului de răcire printr-un carter de tablă *7*.

Pentru folosirea acestui dispozitiv este necesară o oarecare experienţă, deoarece avansul manual este esenţial, decurgînd în modul următor : după ce piesa este prelucrată pe toate suprafeţele, se opreşte strungul, şi capul multiplu este deplasat pînă cînd piesa atinge aproape marginea alezajului. După aceea se conectează şurubul fără sfîrşit care antrenează piesa în mişcare de rotaţie ; se aplică apoi un avans manual pînă ce capul multiplu întîlneşte un opritor care arată că adîncimea dorită a fost atinsă. Viteza de rotaţie a presei este destul de mare pentru a putea obţine un avans constant, dar, deoarece adîncimea de aşchiere este mică şi există suficient spaţiu de degajare a aşchiilor, operaţia nu a prezentat dificultate. Atunci cînd capul multiplu atinge opritorul, arborele flexibil este deconectat şi cu ajutorul unei pedale se opreşte motorul auxiliar pînă cînd piesa următoare este gata pentru a fi frezată.

Sculă de detalonat folosită în interiorul unui cilindru. In : La machine moderne, nr. 664, 1964.

Scula de tăiat canale în interiorul unui cilindru reprezentată în figura 1 a fost construită pentru a detalona un canal cilindric de adîncime redusă *25*, pentru un inel de reţinere cu resort, în interiorul unei piese *23* de dimensiuni mari, turnată sub presiune, pentru a cărui prelucrare ar fi fost necesar un strung cu un diametru de prelucrare foarte mare.

Pentru lăţimea canalului se admite o toleranţă mai largă, dar pentru adîncime şi conicitate jocul admis este de ±0,050 mm.

În figura 1 este reprezentată scula construită pentru efectuarea acestei operaţii, formată din corpul cilindric *1* din oţel călit şi rectificat, a cărui extremitate inferioară este ajustată prin frecare în gaura alezată *24*. Manşonul din oţel *2*, rectificat paralel şi concentric cu diametrul său exterior, se introduce pe corpul *1* şi se fixează cu trei şuruburi Allen fără cap *3*, aşezate la distanţă egală pe circumferinţă. Reglarea înălţimii manşonului *2* este determinată faţă de adîncimea canalului inelar *23*, de la suprafaţa superioară *4*. Extremitatea inferioară a piesei de reţinere *5* este alezată. Un rulment cu bile *26* este aşezat în alezajul cu diametrul mai mare al piesei *5* pentru a o menţine pe piesa *4*.

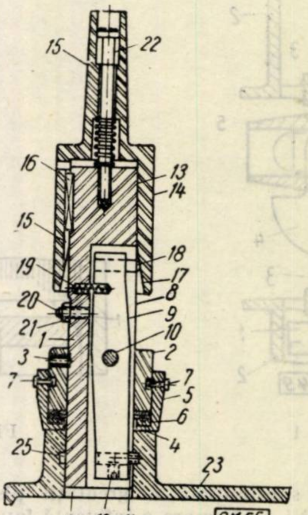


Fig. 1.

În timpul operaţiei, piesa *5* se strînge tare pe suprafaţa *4*, dar nu se roteşte o dată cu corpul şi manşonul fix *2*. Mişcarea independentă dorită se obţine cu ajutorul bolţurilor călite *7*, introduse în găuri diametral opuse ale pereţilor piesei *5* şi ale căror extremităţi inferioare se adaptează uşor în interiorul unui canal inelar în jurul periferiei manşonului. Prin aceasta se elimină frecarea şi deteriorările care pot apărea pe suprafaţa *4* din oţel slab aliat, deoarece rulmentul cu bile preia presiunile dirijate în jos în timp ce scula operează.

Canalul adînc *8* este prelucrat pe o parte a corpului *1*, de la extremitatea inferioară şi este axat centrat pe diametru, pe cea mai mare lungime a corpului, cu o lăţime de circa a treia parte din diametru. După călire pereţii sînt finisaţi. Bara *9* care poartă freza din oţel, călită şi rectificată, este montată cu precizie şi pivotează în jurul arborelui *10*, fixat prin presare într-o gaură transversală în pereţii laterali ai corpului *1*. Freza *11*, menţinută prin şurubul *12*, este accesibilă prin extremitatea deschisă a canalului *8*, şi este montată la extremitatea inferioară a barei portsculă. Adîncimea canalului *8* şi dimensiunile barei *9* sînt determinate în funcţie de adîncimea canalului *25*, astfel încît bara *9* să poată pivota uşor în timpul operaţiei de frezare. Manşonul *14*, prevăzut cu un corp *15* con Morse adaptat în capul maşinii de găurit, este fixat deasupra extremităţii superioare *13* a corpului. Pana *16* din corpul *1* este fixată în locaşul *15*, situat în lungul alezajului manşonului şi asigură o rotaţie simultană a acestor elemente şi alunecarea corpului *1* în interiorul manşonului. Extremitatea inferioară a alezajului manşonului este prelucrată cu o conicitate *17* şi vine în contact cu capul sferic al arborelui din oţel călit *18*, fixat în partea superioară a barei *9*. Resortul *19* exercită o presiune suficientă pe bara *9* pentru a menţine permanent în contact arborele cu partea conică a alezajului conic al manşonului *14* în timpul deplasărilor lui verticale. De asemenea, resortul depărtează automat freza de canalul *25* atunci cînd manşonul *14* se întoarce în sus.

Adîncimea canalului inelar este determinată cu precizie de către reglajul şurubului de blocare cu pas fin *20*, înşurubat în corpul frezei. Piuliţa de blocare *21* imobilizează şurubul de oprire la reglajul dorit pentru stabilirea adîncimii de detalonare.

Partea superioară *13* a corpului este reţinută în manşonul *14* prin şurubul *22*, înşurubat şi blocat într-o gaură filetată în partea superioară a corpului *1*. Tija şi capul şurubului alunecă liber în interiorul unei găuri axiale care traversează tija corpului.

Un resort helicoidal de compresiune este montat pe tija bulonului. Atunci cînd capul maşinii de găurit şi manşonul *14* sînt ridicate în sus, resortul de compresiune ridică capul *1* în afara manşonului. În acest moment, axa *18* se găseşte aproape de deschiderea conică a manşonului *14*.

Burghiu-lingură tubular şi tehnologia fabricaţiei sale. V. N. Astanin. In: Stanki i instrument, nr. 7, 1964.

Problema creşterii productivităţii muncii şi a îmbunătăţirii calităţii execuţiei la operaţiile de găurire a orificiilor adînci, aflată în atenţia constructorilor de maşini, îşi găseşte o rezolvare corespunzătoare datorită realizării unei noi scule — burghiu-lingură tubular — cu o tehnologie avansată de fabricaţie. Acest burghiu (fig. 1) este compus din plăcuţa *1*, confecţionată din aliaj dur VK 8, şi corpul *2*, tubular, prevăzut cu două şanţuri pentru îndepărtarea aşchiei. Secţiunea transversală a corpului este simetrică, fapt care contribuie la mărirea rigidităţii longitudinale, în timp ce profilul şanţurilor pentru îndepărtarea aşchiei conferă o valoare superioară rezistenţei la răsucire.

Utilizarea unei asemenea scule face posibilă sporirea vitezei de tăiere, deoarece ea asigură transmiterea continuă a lichidului de răcire sub presiune în zona de tăiere şi, ca urmare, eficienţa răcirii corelată cu operativitatea degajării de aşchie a orificiului prelucrat.

La fabricarea burghiului cu diametrul de 7 mm, corpul este realizat din ţeavă trasă la rece cu diametrul de 8 × 1 mm, care se calibrează la diametrul de 7,3 mm şi se taie la lungimea de 160 mm. Şanţurile pentru îndepărtarea aşchiei se execută prin ştanţare, căreia îi urmează rectificarea diametrului exterior.

Nutul pentru fixarea plăcuţei aşchietoare este prelucrat pe o maşină verticală de frezat. În vederea acestei operaţii, burghiul este fixat într-un dispozitiv care permite centrarea după nut şi modificarea poziţiei burghiului faţă de freză.

Plăcuţa aşchietoare este lipită cu alamă într-o instalaţie C.I.F. Pentru prevenirea pierderilor de alamă, canalele de ulei se suflă cu aer comprimat în timpul lipirii plăcuţei şi în momentul începerii solidificării, după scoaterea burghiului din inductor.

După curăţarea părţii aşchietoare se execută finisarea burghiului conform desenului ; în vederea îmbunătăţirii procesului de îndepărtare a aşchiei, şanţurile respective sînt polizate. Pentru ascuţire, burghiul este fixat într-un dispozitiv special montat pe masa maşinii-unelte universale de ascuţit 3 A 64. Acest dispozitiv asigură centrarea pe maşină şi rotirea burghiului în poziţiile adecvate ascuţirii. Ascuţirea se execută cu pietre abrazive de formă specială, de preferinţă cu diamant ; pentru rodare se utilizează pastă de carbură de bor.

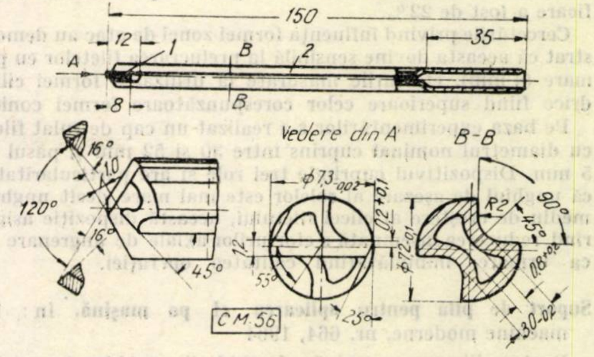


Fig. 1.

Burghiul prezentat a dat rezultate bune la prelucrarea unor orificii adînci, cum este orificiul unor supape de evacuare cu duritatea HRC = 32—38 kgf/mm². În acest caz, regimul de lucru s-a caracterizat prin viteza de tăiere de 87 m/min, avansul de 0,04 mm/rot şi presiunea lichidului de răcire vehiculat prin cavitatea interioară de 30 at. Operaţia a fost executată pe un strung modern, piesa şi scula rotindu-se în sensuri contrare.

Asupra rulării filetelor mari. T. A. Sultanov şi P. N. Komarov. In: Stanki i instrument, nr. 7, 1964.

Deformarea metalului la rularea filetelor este însoţită de apariţia unor eforturi importante, care trebuie luate în considerare la construcţia rolelor şi a capetelor de rulat. În scopul obţinerii unor date necesare pentru fabricaţia capetelor de rulat filete mari (pînă la M 52 × 5) şi al elaborării unor recomandări pentru exploatare, s-au făcut cercetări privind eforturile tangenţiale şi radiale şi dependenţa acestora de configuraţia zonei de atac a rolei.

Încercările au fost efectuate pe piese de oţel 45, cu role avînd lungimea de 40 mm, lungimea părţii de atac fiind de două ori mai mare decît pasul filetului şi unghiul conului de atac fiind egal cu 10°. Aparatura experimentală cuprinde un dispozitiv dinamometric, construit special, captatoare tensometrice, un oscilograf cu opt spoturi şi un amplificator cu şase canale.

Rezultatele experimentărilor au dus la concluzia că eforturile apărute în timpul rulării sînt direct proporţionale cu pasul filetului (tabela 1), mărimea eforturilor tangenţiale reprezentînd 12—16 % din mărimea eforturilor radiale.

Tabela 1

Tipul efortului	Nr. de role pe care se repartizează efortul	Mărimea efortului, t			
		M 33 × 2	M 36 × 4	M 42 × 4,5	M 48 × 5
Radial	1	3,3	7,8	8,4	9,3
	2	3,0	7,0	8,0	9,0
	3	2,7	6,0	6,7	8,5
Tangenţial	1	0,4	1,1	1,4	1,5
	2	0,4	1,0	1,2	1,4
	3	0,3	0,8	1,0	1,4

Cercetările au urmărit şi posibilitatea micşorării eforturilor — necesară în cazul rulării pieselor cu orificiu — pe calea lungirii zonei de atac. În acest sens s-au determinat eforturile radiale la rularea filetului M 36 × 4, cu role, avînd pasul $s = 4$ mm şi lungimea zonei de atac $l = (2-5)\,s$. În cazul utilizării unei singure role, efortul radial s-a micşorat cu 30% prin mărirea lungimii zonei de atac de la 2 *s* la 5 *s*; în cazul utilizării a trei role, reducerea înregistrată prin aceeaşi modificare a fost de 22%.

Cercetările privind influenţa formei zonei de atac au demonstrat că aceasta devine sensibilă la prelucrarea filetelor cu pas mare (4 mm), eforturile măsurate la utilizarea formei cilindrice fiind superioare celor corespunzătoare formei conice.

Pe baza experimentărilor s-a realizat un cap de rulat filete cu diametrul nominal cuprins între 30 şi 52 mm şi pasul de 5 mm. Dispozitivul cuprinde trei role şi are particularitatea că unghiul de aşezare al rolelor este mai mare decît unghiul mediu de creştere al elicei filetului, această dispoziţie asigurînd reducerea însemnată a eforturilor axiale de angrenare şi, ca urmare, îmbunătăţind calitatea operaţiei.

Suport de pilă pentru aplicarea ei pe maşină. In : La machine moderne, nr. 664, 1964

Pentru pilirea pe o maşină a deschiderii unui bloc de matriţă era necesar ca laturile acestei deschideri să fie riguros perpendiculare pe baza blocului matriţei. Deoarece pila *5* are tendinţa să se depărteze de piesă sub acţiunea apăsării, deschiderea este prelucrată cu laturi uşor înclinate.

Pentru a remedia acest inconvenient, se poate monta un cilindru *1* din fibre de sticlă (fig. 1) într-un suport *2* din oţel care să susţină suprafaţa dinapoi a pilei. Cilindrul se roteşte pe un bolţ călit. Intre portcilindru şi masa maşinii de pilit este aşezată o antretoază *3* care permite fixarea dispozitivului pe masa maşinii cu ajutorul unei bride cum este arătat în detaliul *4*.

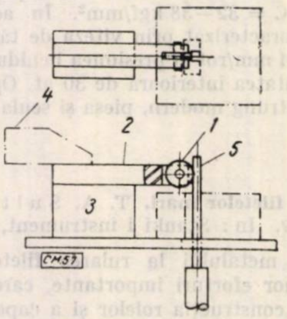


Fig. 1.

Folosind acest montaj, pila este susţinută şi se poate obţine astfel o pilire perfect verticală.

Un nou dispozitiv de siguranţă împotriva întoarcerii flăcării. In : Technica, nr. 2—3, 1964.

Se ştie că în timpul sudării cu flacără pot apărea accidente datorită întoarcerii flăcării în conductele de alimentare ale arzătorului; formarea amestecului exploziv în conducte este cauzată fie de obturarea conductelor, fie de o manipulare necorespunzătoare. Pentru eliminarea pericolului au fost realizate o serie de dispozitive de siguranţă care prezintă totuşi unele inconveniente. Un nou dispozitiv de siguranţă brevetat reprezintă, după cît se pare, o soluţie mai corespunzătoare a acestei probleme.

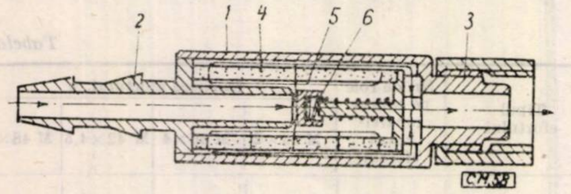


Fig. 1.

În figura 1 apare o secţiune prin noul dispozitiv. Corpul dispozitivului *1* este realizat dintr-un aliaj uşor; capătul *2* serveşte pentru cuplarea conductei flexibile, iar *3* pentru racordarea la arzător. În interior se găseşte cilindrul *4* realizat din metal sinterizat avînd o structură poroasă; ambele capete ale cilindrului sînt etanşe astfel încît gazul trece spre arzător numai prin porii din peretele lateral. Peretele formează aici un obstacol la întoarcerea flăcării. În plus, dispozitivul mai posedă supapa *5* care, acţionată de resortul *6*, permite scurgerea gazului numai în timpul funcţionării arzătorului; se observă că supapa nu este expusă la deteriorări datorită unei eventuale întoarceri a flăcării.

Se precizează că dispozitivul determină o cădere de presiune de numai 200—300 mm col. H_2O.

Corodarea oţelurilor la temperaturi înalte. In : Techniques mondiales, nr. 5, 1964.

Pînă în prezent nu s-a putut stabili dacă coroziunea oţelurilor la temperaturi înalte, datorită mercaptanilor (compuşi ai sulfului), este proporţională cu cantitatea de hidrogen sulfurat care ia naştere datorită instabilităţii sulfului la temperaturi înalte.

S-au efectuat încercări pentru a găsi o relaţie între coroziune şi cantitatea de hidrogen sulfurat produsă prin descompunerea mercaptanilor şi a studia efectele izomerilor tiolului (mercaptan) asupra reacţiilor care se produc.

Rezultatele încercărilor au arătat că mercaptanii sînt foarte corosivi, deoarece atunci cînd atacă suprafaţa metalului se formează hidrogen sulfurat care accelerează atacul. Conţinutul de sulf din mercaptan arată mai bine potenţialul corosiv al naftenilor la temperaturi înalte, decît procentul total de sulf. S-a constatat că gradul de atacare a oţelurilor de către vaporii de tiol între 350 şi 450°C este aproape proporţional cu timpul şi că pe suprafaţa metalului se formează un strat de bisulfuri caracteristic coroziunii prin hidrogen sulfurat; atacul progresează cu o alură care este funcţie liniară de conţinutul de tiol şi care dă energii de activare de 11—16 kcal/mol. Alierea cu crom a oţelurillor tinde să suprime atacul, împiedicînd reacţiile care dau naştere la hidrogen sulfurat; în acelaşi timp însă, atacul este accelerat prin prezenţa hidrogenului care neutralizează rezistenţa la coroziune datorită adaosului de crom (pînă la 9%), viteza de atac fiind aproape aceeaşi pentru mercaptanii amilici, primari, secundari şi terţiari. S-au găsit aceşti compuşi stabili la 450°C în azot, cu toate că sînt descompuşi de anumite metale atacate. Efectul duratei de expunere asupra descompunerii este funcţie de modificările suprafeţei datorite reacţiilor de atac; stabilitatea mercaptanilor în prezenţa oţelurilor care se corodează este mai mare pentru compuşii primari decît pentru cei secundari; cei terţiari sînt cei mai puţin stabili. Încercările efectuate au arătat că descompunerea mercaptanilor şi deci coroziunea sînt mai reduse în prezenţa sărurilor, chiar atunci cînd hidrogenul este prezent.

Protecţia metalelor turnate continuu. In : Techniques mondiales, nr. 5, 1964.

Deoarece turnarea continuă a metalelor se efectuează la temperaturi de peste 1000°C, în contact cu aerul se produce o oxidare rapidă care poate da naştere la o decarburare a suprafeţei oţelurilor turnate, în special în cazul oţelurilor cu conţinut ridicat de carbon. Pentru a remedia aceste inconveniente metalul se acoperă cu un strat protector care se păstrează şi pe lingourile încălzite înainte de laminare. Acoperirea se efectuează prin împroşcarea unuia sau mai multor straturi dintr-o substanţă atomizată, formată din particule foarte fine în suspensie într-un lichid, care să se topească în contact cu metalul cald; se poate folosi argilă (caolin) sau pulbere de email sau sticlă cu sau fără un agent care să mărească adezivitatea, sau pulbere din alt metal aplicată cu aparatul de metalizare. În cazul care este necesar să se prevadă şi evitarea formării ruginii în timpul unei eventuale depozitări înainte de laminare, se poate acoperi metalul cu un film de aluminiu sau de aliaj de aluminiu.

De asemenea, aceste acoperiri ar putea servi la modificarea caracteristicilor suprafeţelor, de exemplu îmbogăţire în carbon.

Cronică

Sesiunea tehnico-ştiinţifică a Uzinelor „Steagul Roşu" Braşov — 10 ani de fabricaţie a autocamioanelor romîneşti

În zilele de 9—10 octombrie 1964, a avut loc în sala clubului uzinei ,,Steagul Roşu"—Braşov, o sesiune tehnico-ştiinţifică cu prilejul căreia se aniversează 10 ani de fabricaţie a autocamioanelor romîneşti — la care au participat numeroşi ingineri şi tehnicieni din industria noastră constructoare de maşini.

La această sesiune au fost prezentate 11 referate care au arătat preocupările inginerilor şi tehnicienilor noştri, cum şi rezultatele obţinute în construcţia de autocamioane în ţara noastră.

— Principii de concepţie, pregătire şi punere în fabricaţie de serie a autocamioanelor, de ing. *Graţian Grosu* şi ing. *Valentin Tiaburu*, în care se arată organizarea uzinei pentru asimilarea unei fabricaţii de autocamioane, etapele de bază ale pregătirii fabricaţiei — alegerea modelului optim, graficul de perspectivă, organizarea muncii de proiectare a produsului şi a SDV-urilor — execuţia şi omologarea produsului şi a SDV-urilor, punerea în fabricaţia de serie a produsului.

În continuare se expune dezvoltarea şi reorganizarea uzinei în vederea noilor sarcini de producţie care rezultă din asimilarea unui nou produs, şi, în încheiere, se arată rezultatele obţinute în uzină prin asimilarea noilor tipuri de autocamioane.

— Căi de mărire a puterii motorului SR-211 şi a motoarelor derivate, de prof. ing. *Radu Mărdărăscu*, în care se analizează posibilitatea de înlocuire a capului de cilindru din fontă prin unul din aliaj de aluminiu, prin care se poate ridica raportul de compresiune şi puterea maximă evaluată, şi se expun cîteva consideraţii generale asupra îmbunătăţirii performanţelor prin introducerea injecţiei de benzină.

— Motorul SR-211 şi posibilităţile lui de perfecţionare, de ing. *Constantin Ivăneanu* şi ing. *Günther Schenker*, în care, după ce se arată avantajele motoarelor cu opt cilindri în V faţă de cele cu cilindri în linie, sînt prezentate avantajele pe care le oferă asimilarea unei familii de motoare (unificarea pieselor de mare uzură, reducerea costului investiţiilor, simplificări de aprovizionare, întreţinere şi exploatare), se compară cu cei mai importanţi parametri şi indici tehnico-economici ai motoarelor SR-211 şi SR-101, se arată unele perspective de dezvoltare a motorului SR-211, prin care se obţine o îmbunătăţire a parametrilor — perfecţionarea distribuţiei pentru a obţine o mărire a cronosecţiunii, mărirea cilindrului în limitele determinate de actuala construcţie, îmbunătăţirea tubulaturii de admisiune şi a formei camerei de ardere, mărirea raportului de compresiune, supraalimentarea, iar în încheiere, se expun probleme de economicitate şi durabilitate — se face o analiză a valorilor consumului specific de benzină în diferite condiţii de funcţionare a motorului, se prezintă soluţii constructive care duc la scăderea acestor consumuri ; problema durabilităţii pieselor este privită în special prin prisma influenţei deosebit de favoriabile pe care o are folosirea lubrifianţilor adecvaţi şi exploatarea corespunzătoare.

— Asupra posibilităţii de îmbunătăţire a confortabilităţii autocamioanelor romîneşti, de ing. *Ioan Drăghici*, în care se studiază influenţa parametrilor principali ai autocamioanelor asupra confortabilităţii acestora şi se arată posibilităţile de îmbunătăţire a confortabilităţii autocamioanelor de fabricaţie romînească.

— Cercetări asupra suspensiei autocamioanelor de fabricaţie romînească, de *F. Dincă, C. Teodosiu* şi *I. Iakab* (Institutul de mecanică aplicată ,,Traian Vuia" al Academiei R.P.R.), în care sînt prezentate încercările efectuate de către Institutul de mecanică aplicată ,,Traian Vuia" al Academiei R.P.R. în colaborare cu uzinele ,,Steagul Roşu" — Braşov, privind oscilaţiile autovehiculelor, cu aplicaţii la autocamioanele fabricate de către Uzinele ,,Steagul Roşu". Pornindu-se de la condiţiile de rezistenţă în exploatare şi mers liniştit, se analizează influenţa diferitelor grade de libertate şi a disipărilor de energie asupra oscilaţiilor autovehiculului, arătîndu-se cum trebuie aleasă caracteristica de amortizare pentru un autovehicul dat, principiile teoretice care permit realizarea caracteristicii necesare şi realizarea constructivă a acestei caracteristici.

— Metodele tehnologice de turnare şi forjare care asigură precizia dimensională în fabricaţia de autocamioane, de ing. *Melania Schiller*, ing. *Mircea Codreanu* şi ing. *Olteanu Elvira*, în care se expun metode tehnologice noi aplicate la Uzinele ,,Steagul Roşu" — Braşov, care să asigure piese calitativ superioare şi precizie dimensională sporită.

— Evoluţia tehnologici de prelucrare la rece în construcţia de autocamioane de ing. *Mircea Hîncu*, în care se descriu evoluţia tehnologici de prelucrare la rece în ultimii zece ani, arătîndu-se cîteva procedee noi aplicate în tehnologia de prelucrare la rece, eficienţa lor economică şi perspectivele de viitor.

— Importanţa gradului de utilare cu S.D.V.-uri a fabricaţiei de autocamioane, de ing. *Sergiu Şerbănescu*, în care se arată modul de determinare a gradului de utilare şi legătura care există între acestea, consumul specific şi capacitatea sculăriei.

— Evoluţia şi corelaţia principalilor indicatori de plan de la începutul fabricaţiei de autocamioane, de *Ioan Paisie*, *Ioan Cepoiu* şi *Şerban Molaş*, în care se analizează progresele economice realizate în uzină în perioada anilor 1954—1964 şi felul cum se reflectă aceste progrese în corelaţia principalilor indicatori de plan.

— Problemele specifice de normare în fabricaţia de autocamioane, de ing. *Gh. Gîrcineanu* şi ing. *Honoriu Grigorescu*, în care se prezintă o serie de aspecte legate de introducerea şi extinderea normării tehnice în Uzinele ,,Steagul Roşu", în perioada 1957—1964.

— Calitatea autocamioanelor romîneşti în cei zece ani de fabricaţie, de ing. *Traian Niţulescu* şi *Ioan Voicu*, în care se prezintă modul de evoluţie a calităţii autocamionului, începînd cu primul tip de autocamion SR-101 fabricat în 1954 şi se arată rezultatele obţinute în decurs de zece ani.

Referatele prezentate în această sesiune au avut un înalt nivel tehnic, oglindind realizările obţinute în decurs de zece ani de către Uzinele ,,Steagul Roşu" în fabricaţia de autocamioane.

Conferinţă de maşini hidraulice

Între 23 şi 26 septembrie 1964 a avut loc la Timişoara Conferinţa de maşini hidraulice organizată de Baza de cercetări ştiinţifice — Timişoara a Academiei R.P.R. şi de Institutul politehnic—Timişoara.

La conferinţă au participat un număr de 63 delegaţi străini reprezentînd şapte ţări : R. P. Bulgaria, R. S. Cehoslovacă R. D. Germană, R.S.F. Iugoslavia, R. P. Polonă, R. P. Ungară şi Uniunea Sovietică. De asemenea au participat numeroşi specialişti romîni : academicieni şi membri corespondenţi ai Academiei R.P.R., cadre didactice din învăţămîntul superior, cercetători şi ingineri ce lucrează în domeniul maşinilor hidraulice.

Conferinţa a fost deschisă de acad. Şt. Nădăşan, vicepreşedinte al Academiei R.P.R., care a scos în evidenţă pe de o parte importanţa cercetării ştiinţifice în domeniul maşinilor hidraulice, iar pe de altă parte importanţa colaborării strînse între cercetătorii, proiectanţii şi constructorii ce activează în acest domeniu.

Cele 73 de lucrări ştiinţifice prezentate la conferinţă au fost grupate în cadrul următoarelor teme : cavitaţia, *hidro-*

dinamica turbomaşinilor şi hidrodinamica reţelelor de profile.

Comunicările s-au remarcat prin înaltul lor nivel ştiinţific şi printr-o strînsă legătură cu problemele actuale ridicate de construcţia maşinilor hidraulice.

Pînă în prezent au fost publicate, în două volume 53 de lucrări prezentate la conferinţă. Restul lucrărilor împreună cu discuţiile purtate vor fi tipărite în cadrul unui al treilea volum. Lucrarea apare în limba romînă, rusă şi germană.

Dintre cele 14 lucrări prezentate în cadrul temei de cavitaţie se menţionează :

— *„Cavitaţia la suprafeţe cu asperităţi de profil triunghiular"* (dr. K. K. Salnev, Moscova), în care se analizează fenomenele specifice cavitaţiei ce apare pe suprafeţe prelucrate necorespunzător ;

— *„Contribuţii la hidrodinamica eroziunii prin cavitaţie şi a efectului de scară"* (prof. dr. I. Varga, G. Sebestyen, Budapesta), în care se studiază condiţiile reale ale curgerii cu cavitaţie, stabilindu-se o relaţie cantitativă în legătură cu efectul de scară la eroziunea cavitaţională ce apare în tunele hidrodinamice ;

— *„Curbele caracteristice de cavitaţie la maşinile hidraulice"* (prof. I. Anton, membru coresp. al Acad. R.P.R., Timişoara), în cadrul căreia se propune, pentru determinarea caracteristicilor cavitaţionale, utilizarea corelaţiilor funcţionale : $\sigma = f(Q)$ — caracteristică maşinii şi $\sigma_{inst} = f(Q)$ proprie reţelei de aspiraţie ; cunoaşterea acestor curbe permite determinarea regimurilor şi zonelor de funcţionare cu şi fără cavitaţie. Stabilindu-se expresia curbelor caracteristice de cavitaţie ale maşinii, au putut fi indicaţi parametrii asupra cărora se poate acţiona în vederea construirii unor maşini cu calităţi superioare anticavitaţionale ;

— *„Fenomenul de cavitaţie la turbinele hidraulice; cercetări efectuate la Laboratorul de maşini hidraulice — Timişoara"* (I. Preda, Timişoara) şi *„Cîteva probleme actuale în cercetarea fenomenului de cavitaţie"* (F. Gyulai, V. Anton, M. Deleanu, Timişoara), reprezintă analize ale cercetărilor asupra cavitaţiei efectuate pe plan mondial, indicîndu-se în acelaşi timp contribuţia Laboratorului de maşini hidraulice — Timişoara în rezolvarea unor probleme de interes deosebit.

Hidrodinamica reţelelor de profile a fost reprezentată prin 11 comunicări dintre care pot fi remarcate :

— *„Asupra mişcării potenţiale în jurul reţelelor de profile Carafoli"* (O. Popa, Timişoara), în cadrul căreia se propune determinarea mişcării potenţiale plane şi permanente în jurul unei reţele rectilinii de profile Carafoli, cu ajutorul funcţiilor de variabilă complexă ; soluţia problemei, cîmpul de viteze pe conturul profilului Carafoli dispus în reţea, se prezintă sub forma unei integrale de tip Cauchy pe contur închis ;

— *„Reţeaua plană de profile MHT-2"* (E. Sisak, V. Anton, Timişoara), în care se prezintă caractersticile hidrodinamice şi curbele de variaţie ale coeficientului de influenţă al reţelei în funcţie de pas şi unghiul de aşezare, pentru un profil (MHT-2) al cărui contur a fost elaborat în cadrul Laboratorului de maşini hidraulice ; parametrii reţelei au fost astfel aleşi încît rezultatele obţinute să acopere pe cît posibil întregul domeniu uzual de calcul al rotoarelor de turbine axiale ;

— *„Reţele de profile subţiri în mişcare nepermanentă"* (I. L. Popescu, Bucureşti), în care se extinde teoria lui L. I. Sedov asupra aripii subţiri în mişcare nepermanentă ; teoria bazată pe ideea folosirii funcţiilor de variabilă complexă prezintă avantaje, deoarece în calculul forţelor hidrodinamice exercitate asupra aripilor, în locul intensităţilor turbionare necunoscute, intervin componentele normale ale vitezei care se determină din condiţiile cinematice ale mişcării.

Dintre numeroasele lucrări deosebit de interesante, prezentate în cadrul hidrodinamicii turbomaşinilor, se evidenţiază :

— *„Asupra condiţiilor hidrodinamice în spaţiul de trecere a turbinelor Kaplan"* (acad. prof. A. Kuhelj, Liubliana), în care sînt prezentate cercetările teoretice şi experimentale efectuate asupra modelelor de turbine şi părţilor componente respective în vederea cunoaşterii caracteristicilor reale ale curgerii, pentru obţinerea unor baze de proiectare cît mai certe ;

—*„Calculul influenţei factorilor care fac să varieze puterea asupra parametrilor de calcul al turboambreiajelor"* (L. Kisbocskoi, F. Stverteczky, Budapesta), care cuprinde rezultatele încercării a trei variante de turboambreiaje funcţionînd cu apă şi cu ulei, stabilindu-se influenţa numărului paletelor şi a formei muchiilor plane radiale ;

— *„Despre determinarea teoretică a caracteristicii turbopompelor în cele patru cadrane"* (prof. W. Gheroff, R. Raduloff, B. Draganoff, G. Grosseff, Sofia), în care se evidenţiază o metodă teoretică de obţinere a curbelor $n = f(Q)$ în patru cadrane, pe baza cărora se pot determina M_{max} şi n_{max} la funcţionarea inversă, la oprire, a pompei fără clapete automate de închidere, valori necesare pentru determinarea dimensiunilor motorului de antrenare ;

— *„Unele tipuri de turboambreiaje şi convertizoare hidraulice de cuplu utilizate în instalaţiile de foraj"* (N. Peligrad, Bucureşti), prezintă turboambreiajele executate în R. P. Romînă şi utilizate în instalaţiile de foraj şi intervenţie, evidenţiindu-se experienţa dobîndită în ţara noastră la proiectarea, experimentarea şi exploatarea unor asemenea maşini ;

— *„Aspecte ale utilizării convertizoarelor hidraulice de cuplu la instalaţiile de foraj avînd în vedere operaţiile de extragere ale garniturii de foraj"* (V. Cristea, Bucureşti), în care se arată că utilizarea convertizoarelor hidraulice de cuplu asigură un grad mai ridicat de utilizare a puterii instalate, se scurtează timpul de extragere pur mecanic, se simplifică schema cinematică a instalaţiei, elementele transmisiei de putere sînt protejate împotriva şocurilor şi sînt posibile unele operaţii speciale cerute de tehnologia forajului.

Discuţiile ample purtate în legătură cu lucrările comunicate constituie o dovadă a importanţei problemelor abordate.

Schimburi de experienţă în industria constructoare de maşini

Recent, în două mari uzine constructoare de maşini, au avut loc schimburi de experienţă avînd ca teme : folosirea raţională a maşinilor-unelte cu comandă program şi tehnologia de grup. Aceste acţiuni, iniţiate de Direcţia generală tehnică din M.I.C.M., urmăresc mobilizarea cadrelor de tehnicieni şi ingineri pentru rezolvarea unor probleme de mare importanţă în cadrul ramurii construcţiilor de maşini.

Primul schimb de experienţă s-a organizat la Uzinele „1 Mai" — Ploieşti, unde s-au întîlnit diverşi specialişti din peste 20 de uzine, institute de cercetări şi proiectări, pentru a discuta modul în care sînt utilizate maşinile-unelte cu comandă program. Aceste maşini care reprezintă una dintre cele mai noi realizări ale tehnicii, au fost introduse în procesul de fabricaţie în cadrul a numeroase întreprinderi din ţară.

Mijloacele tehnice prin care se realizează comenzile codificate sînt multiple : panouri cu fişe sau comutatoare, tambure cu ştifturi, dispozitive cu benzi perforate etc.

Prin utilizarea lor se elimină aproape complet timpul de comandă care reprezintă 80 % din timpul auxiliar şi se reduce timpul de control şi cel de bază cu pînă la 10 %. Timpul de control scade datorită creşterii rigidităţii maşinilor şi sporirii puterii respective. Timpul de pregătire este micşorat faţă de alte maşini, întrucît operaţiile de programare sînt mai simple.

Utilizarea maşinilor cu comandă program în cazul fabricaţiei individuale sau de serie mică este avantajoasă datorită marii lor elasticităţi în trecerea de la fabricarea unui reper la altul, gradul lor de universalitate fiind ridicat.

Practica a demonstrat că principala condiţie a obţinerii unei eficienţe maxime a acestor maşini este folosirea lor exclusivă la prelucrarea loturilor mici de piese, cînd sînt necesareschimbări relativ dese ale reglajelor.

A doua consfătuire, organizată la Uzinele „Unirea" — Cluj, a avut ca temă utilizarea tehnologiei de grup. S-a urmărit, pe lîngă demonstrarea avantajelor prelucrării de grup şi o coordonare a iniţiativelor de introducere a acesteia în întreprinderile constructoare de maşini.

Această metodă contribuie în mare măsură la creşterea productivităţii muncii, la o mai bună calitate a produselor şi la reducerea preţului de cost. Ea favorizează creşterea nivelului de calificare a muncitorilor datorită specializării şi măreşte responsabilitatea maistrului, unicul conducător al liniei tehnologice. De exemplu, la Uzinele „Unirea" — Cluj, unde metoda prelucrării de grup a fost extinsă la aproape 4 780 repere grupate în 11 familii, s-a redus cu 48 % preţul de cost al războiului de ţesut. De asemenea, la Uzinele „Semănătoarea", prin aplicarea acestei metode la 800 repere, a crescut productivitatea muncii cu 24 %.

Noua tehnologie permite şi specializarea muncitorilor în executarea anumitor operaţii, şi îmbunătăţirea execuţiei pieselor prin folosirea unor dispozitive de largă utilizare. Strungurile automate sînt folosite mai raţional, fiind reglate pentru piesa cea mai complexă şi mai voluminoasă, cu aceleaşi came putîndu-se executa şi celelalte piese. Astfel, timpul neproductiv pentru reglare este mai mare decît timpul necesar în cazul reglării pentru fiecare piesă asemănătoare cu circa 10 %, dar calculat pe ansamblu el se reduce simţitor. Numai pentru executarea unei roţi dinţate timpul este cu aproape 40 % mai mic faţă de timpul cerut de vechiul mod de prelucrare.

La consfătuirea de la Cluj s-au prezentat aspecte şi date importante asupra unor realizări valoaroase care demonstrează experienţa acumulată şi preocuparea unor colective de specialişti din institute şi întreprinderi pentru aplicarea acestei metode. Astfel, Uzinele ,,23 August" utilizează tehnologia de grup în fabricaţia lagărelor, a roţilor dinţate, a şuruburilor melcate ; Uzinele ,,,Tractorul" şi ,,Steagul roşu" din Braşov, în producţia de tractoare şi autocamioane ; Uzinele de mecanică fină — Bucureşti, ,,Independenţa" — Sibiu, ,,Strungul" — Arad, ,,Hidromecanica" — Braşov, ,,Progresul" — Brăila, Uzina de pompe — Bucureşti, Uzina mecanică — Timişoara etc. dispun de posibilităţi largi de aplicare a noii tehnologii.

În prezent, Direcţia generală tehnică din M.I.C.M. caută soluţii pentru extinderea prelucrării de grup la toate locurile de muncă. Se va întocmi o clasificare a tuturor reperelor, ţinîndu-se seamă de destinaţie, grupă tehnologică şi materiale. Aceasta va permite să se adîncească tipizarea şi unificarea reperelor, obţinîndu-se în felul acesta un număr sporit de tehnologii tip.

Procedeul tehnologic de prelucrare pe grupe de repere este o formă organizatorică superioară a procesului de producţie şi de aceea implică rezolvarea unor probleme complexe din punct de vedere tehnic şi administrativ. Pentru găsirea celor mai bune soluţii este necesară o bună documentare a cadrelor şi efectuarea unui proces de concepţie aprofundat, atît pe ansamblul uzinelor constructoare de maşini, cît şi pentru fiecare uzină în parte.

În acest scop, I.P.C.M. şi I.C.T.C.M., în colaborare cu uzinele, vor întocmi un studiu general, care să concretizeze etapele extinderii procedeului în funcţie de ponderea fabricaţiei şi condiţiile specifice. Se va da o deosebită atenţie finalizării acţiunilor începute de unele întreprinderi, prin înscrierea sarcinilor în planul tehnic. Pentru documentarea cadrelor de concepţie din uzine se vor organiza cicluri de conferinţe în cadrul institutelor ministerului şi alte schimburi de experienţă la uzinele din ţară ; se vor elabora şi difuza materialele necesare în scopul unei largi propagande tehnice.

Prin munca perseverentă şi documentată a inginerilor şi tehnicienilor din uzine, a căror contribuţie este hotărtoare în desfăşurarea rodnică a acestei acţiuni, se va reuşi să se pună în valoare marile posibilităţi existente pentru modernizarea şi raţionalizarea procesului de producţie.

Expoziţia internaţională Iugoslavă 1964

La sfîrşitul lunii iulie 1964 s-a deschis la Bucureşti, în Sala sporturilor Floreasca, expoziţia industrială a Republicii Socialiste Federative Iugoslavia, în cadrul căreia s-au prezentat pe o suprafaţă de peste 1800 m² (1200 m² teren acoperit şi 600 m² în aer liber) — peste 2 500 exponate produse de către 18 întreprinderi de comerţ exterior.

Vizitatorii expoziţiei au apreciat atît calitatea cît şi marea varietate a produselor prezentate de industria iugoslavă, care oglindesc rezultatele obţinute de popoarele iugoslave în dezvoltarea industrială a ţării.

Au fost expuse produse ale industriei constructoare de maşini-unelte ca : maşină de frezat universală pentru scule tip ALG-100-B şi ALG-200, maşini de polizat scule, ferăstrae circulare speciale BRS 2, maşină de rabotat prin copiere VKG-AS, maşină cilindrică de lustruire cu cilindru oscilator, maşină de găurit oscilantă OV, ferăstrău circular cu mai multe discuri AS-6, ferăstrău circular de precizie PCP — 450 ; automobile — autoturismul Zastava 750, autocamionul Zastava 620 B, autovehicul IMV — 1 000 pentru transportul mărfurilor şi pasagerilor, IMV — 1 000 turist, macara de 1,5 t, transportoare mobile cu furcă V-5, pentru 5 t ; maşini agricole — combina de însilozare KS—69, remorca agricolă universală de 5 t SPI—90, maşina de recoltat porumbul ZMAJ-1, dispozitiv pentru recoltat culturile cu tulpină mică ; maşini pentru prelucrarea lemnului — ferăstrău cu bandă TT-10, ferăstrău hidraulic HT-350 — şi ale industriei constructoare de maşini şi aparate : maşini şi instalaţii miniere şi echipament pentru construcţii, presă hidraulică pentru laboratoare, maşini pentru industria alimentară (maşini pentru frămîntat aluatul, maşini pentru formarea pîinii, maşină de tocat carne etc.).

Industria electrotehnică a prezentat diferite tipuri de maşini şi aparate de uz casnic (maşini de gătit, maşini de spălat şi uscat rufe, frigidere), radioreceptoare şi televizoare, instrumente de măsură electronice, aparate telefonice, maşini de calculat etc.

De asemenea au fost prezentate produse ale industriei uşoare şi alimentare.

Expoziţia industrială iugoslavă a fost apreciată de vizitatorii romîni, contribuind la întărirea relaţiilor de prietenie între cele două ţări prietene vecine, R. P. Romînă, şi R.S.F. Iugoslavia.

Recenzii

Dezvoltarea economică a Romîniei 1944—1964. Bucureşti, Editura Academiei R.P.R., 1964, 758 pag.

Lucrarea a apărut sub egida Institutului de cercetări economice. La elaborare a contribuit un colectiv larg de economişti, coordonat de prof. Mircea Biji, acad. prof. Vasile Malinschi, prof. Manea Mănescu, membru corespondent al Academiei R.P.R., redactor responsabil al lucrării, Costin Murgescu, membru corespondent al Academiei R.P.R. şi prof. I. Rachmuth, membru corespondent al Academiei R.P.R., redactori responsabili adjuncţi ; Gheorghe Belu, candidat în ştiinţe economice. Ion Desmireanu şi Constantin Grigorescu au fost secretarii ştiinţifici ai lucrării. Lucrarea realizează o sinteză a dezvoltării complexe şi multilaterale a economiei ţării noastre în cele două decenii de existenţă, de la insurecţia armată din august 1944, ca o confirmare a justeţei politicii P.M.R. de construire a societăţii socialiste.

Autorii îşi propun să prezinte modul de rezolvare a sarcinilor complexe ale construcţiei socialismului, de folosire creatoare de către partid a legilor revoluţiei şi construcţiei socialismului în condiţiile concrete ale ţării noastre.

Pe baza unui material faptic foarte vast, lucrarea, caracterizată printr-un nivel ştiinţific corespunzător, scoate în evidenţă realizările revoluţionare reflectate în dezvoltarea ascendentă şi în ritmul susţinut al economiei, în schimbările calitative intervenite în structura forţelor de producţie şi în baza economică a ţării. Victoria deplină şi definitivă a socialismului constituie un rod al eforturilor oamenilor muncii, avînd drept călăuză politica ştiinţifică, realistă a partidului nostru.

Materialul cuprins în lucrare este grupat în cinci părţi.

Partea I., ,,Drumul dezvoltării economiei naţionale între 1944—1964", cuprinde următoarele capitole : 1. Economia Romîniei pînă la 23 August 1944 ; 2. Prima etapă a revoluţiei populare ; 3. Trecerea la construirea economiei socialiste. Naţionalizarea principalelor mijloace de producţie. Primele planuri de stat ; 4. Construcţia desfăşurată a socialismului. Dezvoltarea economiei naţionale între 1951 şi 1960; 5. Lupta pentru desăvîrşirea construcţiei socialiste.

Se prezintă deci în cadrul primei părţi principalele momente ale înfăptuirii planului de construcţie a socialismului. În centrul atenţiei partidului au stat industrializarea socialistă, dezvoltarea cu precădere a ramurilor hotărîtoare ale industriei grele, ca o condiţie hotărîtoare pentru asigurarea reproducţiei socialiste lărgite în ritm susţinut, valorificarea superioară a resurselor naturale, folosirea raţională a forţei de muncă, cu scopul ridicării sistematice a nivelului de trai material şi cultural al poporului. Astfel, pornind de la analiza nivelului forţelor de producţie ale Romîniei burghezo-moşiereşti, se face o sinteză a transformărilor revoluţionare petrecute în economie între anii 1944 şi 1964.

Partea a II-a, ,,Resursele naturale şi de muncă'', prezintă capitolele : 1. Resursele naturale şi 2. Resursele de muncă şi utilizarea lor în economia naţională.

Sînt prezentate resursele naturale şi politica de folosire raţională a lor, de atragere în circuitul economic a bogăţiilor subsolului, a fondului funciar-agricol şi forestier, a resurselor de apă; se realizează analiza prin prisma rezultatelor obţinute datorită introducerii tehnicii moderne. În continuare sînt prezentate resursele de muncă şi utilizarea lor raţională, modificările şi tendinţele în repartizarea forţei de muncă pe ramuri ale economiei naţionale, în conformitate cu cerinţele industrializării socialiste. Aceste schimbări se reflectă atît prin creşterea numărului mediu scriptic al salariaţilor din industrie, cît şi prin apariţia şi dezvoltarea unor profesiuni noi, legate de noile ramuri apărute în economia ţării prin adîncirea diviziunii sociale a muncii. Strîns legat de aceste modificări se urmăreşte procesul de formare şi ridicare a nivelului de cultură generală şi tehnic-profesional al forţei de muncă.

Partea a III-a, ,,Organizarea şi perfecţionarea conducerii planificate a economiei naţionale'', prezintă capitolele : 1. Sistemul conducerii planificate a economiei naţionale; 2. Elaborarea şi fundamentarea ştiinţifică a planului de stat al economiei naţionale; 3. Principalele forme economice ale mecanismului de realizare a prevederilor de plan; 4. Forme principale de participare a oamenilor muncii la organizarea şi conducerea producţiei.

În această parte a lucrării se prezintă, în primul rînd, necesitatea şi modul de asigurare a conducerii de către partid şi stat a economiei. Această analiză se axează pe evidenţierea funcţiei economico-organizatorice a statului socialist, subliniindu-se că planificarea economiei naţionale este un atribut principal al suveranităţii statului socialist. Formele principale de realizare a prevederilor de plan sînt prezentate de autori ca fiind : sistemul de preţuri, finanţarea şi creditarea economiei naţionale, gospodărirea socialistă şi rentabilitatea întreprinderilor, sistemul de contractare a produselor agricole, sistemul de salarizare, retribuirea muncii în G.A.C. Se analizează, de asemenea, caracterul unic şi indivizibil al planului de dezvoltare, ca o necesitate decurgînd din relaţiile de producţie socialiste, cît şi caracterul profund democratic datorită participării maselor la conducerea planificată a economiei şi la înbunătăţirea metodelor de planificare prin intrecerea socialistă, consfătuirile de producţie, mişcarea inovatorilor.

Partea a IV-a, ,,Principalele direcţii şi rezultate ale dezvoltării economiei naţionale,'', cuprinde capitolele : 1. Industria — principala ramură a economiei naţionale; 2. Dezvoltarea intensivă şi multilaterală a agriculturii; 3. Repartizarea pe teritoriul ţării a forţelor de producţie; 4. Dezvoltarea schimbului de mărfuri între oraş şi sat; 5. Creşterea eficacităţii economice a activităţii de producţie; 6. Creşterea nivelului de trai material şi cultural al populaţiei.

Autorii se bazează pe un bogat material folosit în paralel cu analiza teoretică multilaterală privind dezvoltarea proporţională a economiei naţionale. Se scot în evidenţă succesele dobîndite în dezvoltarea complexă a industriei în ansamblu şi a ramurilor hotărîtoare : energetică, metalurgică, construcţie de maşini, chimică. Este subliniată importanţa introducerii şi extinderii progresului tehnic — ca factor hotărîtor în dezvoltarea industriei. Se urmăreşte procesul de creştere rapidă a industriei şi se face o analiză amplă a dezvoltării agriculturii. Se scot în evidenţă succesele dobîndite în repartizarea raţională a forţelor de producţie pe teritoriul ţării şi resursele inepuizabile create de socialism în acest domeniu. Problema eficacităţii economice a activităţii de producţie este larg tratată, urmărindu-se creşterea productivităţii muncii în diferitele ramuri ale economiei, economisirea muncii materializate, creşterea eficacităţii economice prin valorificarea superioară a resurselor naturale şi a investiţiilor.

Un capitol special se ocupă cu sporirea veniturilor populaţiei, cu creşterea nivelului şi îmbunătăţirea structurii consumului populaţiei, cu îmbunătăţirea condiţiilor de locuit, ocrotirea sănătăţii etc.

Partea a V-a, ,,Politica R. P. Romîne de dezvoltare a relaţiilor sale economice internaţionale'', este dezvoltată în capitolele : 1. Schimbarea locului Romîniei în economia mondială; 2. Dezvoltarea relaţiilor de colaborare economică cu celelalte ţări socialiste; 3. Dezvoltarea relaţiilor economice cu ţările capitaliste dezvoltate industrial şi cu ţările în curs de dezvoltare.

În ultima parte a lucrării se analizează poziţia Romîniei în economia mondială în urma transformărilor revoluţionare realizate pînă în prezent, evidenţiindu-se schimbarea locului ocupat în cadrul diviziunii internaţionale a muncii. Prin succesele obţinute în industrializarea socialistă, Republica Populară Romînă participă activ la întărirea sistemului mondial socialist. Lucrarea analizează principiile relaţiilor de colaborare ale R. P. Romîne cu celelalte ţări socialiste şi tendinţa de egalizare a economiei ţării noastre cu aceea a ţărilor socialiste mai dezvoltate. Autorii subliniază creşterea prestigiului ţării noastre în relaţiile economice internaţionale; este analizată politica R.P.Romîne de promovare a relaţiilor economice cu toate ţările,indiferent de orînduirea social-economică, ca o expresie a politicii de coexistenţă paşnică.

Lucrarea se încheie cu un capitol de sinteză, ,,Dezvoltarea complexă şi multilaterală a economiei naţionale''.

Ştiinţa—forţă de producţie. Bucureşti, Editura politică, 1964.

Volumul înmănunchează o serie de studii ale oamenilor de ştiinţă din ţara noastră, avînd drept temă generală dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii în diverse sectoare ale activităţii omeneşti, urmărind în primul rînd condiţiile de transformare a ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie.

În cuprinsul studiului ,,Ştiinţa şi forţele de producţie'', de acad. prof. Ştefan Bălan, se prezintă procesul istoric de transformare a ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie, caracterizînd trăsăturile principale ale revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane. Procesul transformării ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie — se subliniează în articol — este rezultatul conjugat al dezvoltării producţiei pînă la nivelul la care rezolvarea cerinţelor ei face necesară competenţa cercetării ştiinţifice, şi al dezvoltării ştiinţei — ca formă specifică a activităţii spirituale a omenirii — avînd drept scop optimizarea activităţii de cunoaştere şi de producţie ca laturi ale procesului unic de stăpînire a realităţii obiective de către om (p. 17). În continuare, articolul se ocupă de rolul ştiinţei în dezvoltarea forţelor de producţie în ţara noastră.

În studiul ,,Cercetare fundamentală şi cercetare aplicată'', de acad. prof. Ştefan Milcu, se subliniază importanţa clasificării ştiinţelor într-o succesiune care să exprime complexitatea lor crescîndă. În etapa actuală de dezvoltare ştiinţa căpătă trăsături noi, ca urmare a dezvoltării mijloacelor de producţie, a industrializării ştiinţei (folosire a unor aparate tot mai complexe în cercetare), a contopirii ştiinţei cu producţia etc.

Ştiinţa modernă în relaţiile ei cu producţia impune împărţirea cercetării ştiinţifice din fiecare domeniu de activitate umană în cercetare fundamentală, care prezintă o importanţă esenţială în procesul general al cunoaşterii, şi în cercetare aplicată, care studiază căile de aplicare în practică a fenomenelor noi şi a legilor naturii descoperite prin cercetarea fundamentală. Această interpătrundere a cercetării fundamentale cu cea aplicată în procesul organizat al cercetării ştiinţifice are o însemnătate deosebită pentru aplicarea rezultatelor din laborator în producţie.

În continuare, în cadrul articolului ,,Planificarea şi coordonarea cercetărilor ştiinţifice", semnat de acad. prof. D. Dumitrescu, se argumentează necesitatea obiectivă a planificării cercetărilor ştiinţifice în strînsă legătură cu funcţiile ştiinţei în societatea contemporană. Aceste funcţii sînt : „pe de o parte, cunoaşterea, furnizarea de cunoştinţe sistematizate şi verificate de practică despre realitate, legile care guvernează lumea obiectivă şi, pe de altă parte, aplicarea cunoştinţelor în procesul de producţie, în viaţa socială şi culturală a omenirii" (p. 57). Autorul se ocupă, în continuare, de particularităţile planificării cercetărilor ştiinţifice. Posibilităţile de planificare în domeniul cercetărilor ştiinţifice pot fi traduse în practică numai în funcţie de condiţiile sociale respective. În încheiere se arată modul de organizare a cercetării ştiinţifice în ţara noastră.

Prof. V. Roman prezintă, în cadrul culegerii, studiul „Revoluţii în ştiinţă şi tehnică". Autorul face o analiză comparativă a revoluţiei industriale şi a revoluţiei ştiinţifice şi tehnice contemporane. Sînt subliniate implicaţiile pe care le-a avut revoluţia industrială şi pe care le are revoluţia ştiinţifico-tehnică contemporană asupra dezvoltării forţelor şi relaţiilor de producţie din Romînia. Se face de asemenea o analiză a raportului dintre ştiinţă şi producţie, de la începutul perioadei maşiniste, ca un proces de transformare a ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie, ajungîndu-se la concluzia că în procesul revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane omenirea se află în ajunul unei noi revoluţii industriale.

Pe lîngă acest articol cu caracter general, volumul cuprinde o serie de articole privind aspecte din diferite ramuri ale ştiinţei. Astfel, acad. prof. Caius Iacob semnează articolul „Matematica şi rolul ei în dezvoltarea ştiinţei şi tehnicii", în care se ocupă pe larg de rolul important ce îi revine matematicii în diferite domenii ale ştiinţelor naturii, ţinînd seamă de legile de autodezvoltare ale acestora. Se analizează, de asemenea, raportul dintre matematica contemporană şi tehnică.

Articolul „Metodele statistico-matematice în economie", de acad. prof. Gh. Mihoc, insistă asupra importanţei folosirii matematicii în economie, cum şi în cunoaşterea ştiinţifică, în general. Tezele sînt ilustrate cu exemple din diferite domenii economice, insistîndu-se asupra eficienţei aplicării matematicii în economia socialistă.

Ing. V. M. Popov, în articolul „Tendinţe în automatica modernă", subliniază locul ocupat de automatică în ştiinţa contemporană, ca o disciplină în care relaţiile dintre ştiinţă şi producţie sînt prezente cu deosebită intensitate în toate etapele dezvoltării ei.

Articolul „Calculatoarele astăzi", autori conf. P. Constantinescu şi ing. I. Filoti, prezintă cîteva dintre domeniile de aplicaţie ale maşinilor de calculat. Volumul cuprinde, în continuare, două articole din domeniul fizicii, „Fizica solidului şi producţia modernă", de acad. prof. E. Bădărău, şi „Cuceririle fizicii nucleare şi aplicaţiile lor în producţie", de prof. F. Ciorăscu. În aceste articole sînt prezentate problemele de cercetare în domeniul fizicii solidului şi însemnătatea acestora pentru ramurile cu caracter tehnic (construcţia de maşini, electrotehnică şi radiotehnică, telecomunicaţii şi automatizare). Se subliniază, în plus, o serie de aspecte ale cercetării fundamentale, aplicate în domeniul fizicii nucleare şi perspectivele în acest domeniu.

Un loc însemnat îl ocupă studiul „Temeiurile şi perspectivele economice ale producerii directe de energie electrică", de acad. prof. R. Răduleţ, care tratează următoarele probleme : viaţa economică şi conservativitatea energiei ; rezervele de energie ale pămîntului şi nevoile de energie ale omenirii ; necesitatea economică a depăşirii procedeelor clasice de producere indirectă a energiei electrice ; producerea termoelectrică directă a energiei electrice ; producerea termoelectronică directă a energiei electrice; producerea magnetohidrodinamică directă a energiei electrice ; producerea directă a energiei electrice în pila de combustie.

Ing. M. Florescu semnează articolul „Chimia şi producţia modernă", în care se ocupă de trăsăturile revoluţiei contemporane în ştiinţa şi tehnica din domeniul chimiei ; ritmul accelerat de creştere a producţiei din industria chimică ; chimizarea producţiei — direcţie principală a progresului tehnic contemporan.

Acad. prof. G. Ionescu-Siseşti semnează un studiu amplu intitulat „Contribuţia ştiinţei la dezvoltarea producţiei agricole", în care analizează dezvoltarea ştiinţei agricole.

GH. BUZDUGAN. **Rezistenţa materialelor.** Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964, 579 pag.

Lucrarea prezintă problemele rezistenţei materialelor într-o formă concisă, elaborată prin revizuirea ediţiilor anterioare ale autorului. Lucrarea cuprinde 23 de capitole.

Capitolul 1 este consacrat noţiunilor fundamentale : obiectul şi legăturile rezistenţei materialelor cu alte discipline, eforturi unitare, deformaţii şi deplasări, rezistenţe admisibile şi coeficienţi de siguranţă etc.

Capitolul 2 se referă la întindere şi compresiune. Pe lîngă cunoştinţele elementare privind aceste solicitări se tratează şi unele probleme speciale, cum sînt problemele static nedeterminate şi curbe funiculare elastice.

După ce în capitolul 3 se dau definiţii şi unităţi de măsură pentru momentele statice şi momentele de inerţie ale suprafeţelor plane, iar în capitolul 4 se prezintă diagramele de eforturi în bare drepte (definiţii şi relaţii, construcţii analitice şi grafice), în capitolul 5 se studiază eforturile unitare în bare drepte solicitate la încovoiere. Dintre problemele speciale, luate în considerare, menţionăm dualitatea eforturilor unitare tangenţiale, lunecarea longitudinală şi împiedicarea ei, încovoierea oblică şi bare cu moment de inerţie variabil.

Legat de conţinutul capitolului 5, capitolul 6 se ocupă de deformaţiile barelor solicitate la încovoiere. Se stabileşte ecuaţia diferenţială a fibrei medii deformate şi se examinează metodele analitice şi grafice de integrare. Paragrafe speciale sînt destinate arcului de foi şi metodei celor trei necunoscute, care se aplică în cazul barelor cu moment de inerţie variabil în trepte.

După studiul răsucirii, din care reţinem calculul arcurilor elicoidale, răsucirea barelor de secţiune oarecare şi a profilelor subţiri deschise şi închise (capitolul 7), se trece la analiza stării generale de eforturi unitare şi deformaţii : starea plană, eforturi unitare şi deformaţii în jurul unui punct, legea lui Hooke generalizată, expresia generală a energiei de deformaţie (capitolul 8). Bazat pe acestea, capitolul 9 prezintă teoriile clasice de rezistenţă, cu aplicare la starea de tensiune plană şi teoria stării limită a lui Mohr, iar capitolul 10 — cazuri de solicitări compuse.

Capitolul 11 tratează problemele de rezistenţă ale barelor curbe, cu menţionarea unor exemple practice.

Capitolul 12 este consacrat studiului deplasărilor prin metode energetice. Se stabileşte expresia energiei de deformaţie şi a lucrului mecanic al forţelor exterioare şi se elaborează teoremele reciprocităţii lucrului mecanic şi ale deplasărilor. În continuare, se prezintă metodele Mohr — Maxwell şi Veresceaghin şi teorema lui Castigliano. Un ultim paragraf se referă la deformaţia barelor cu rază mare de curbură.

Sistemele static nedeterminate constituie obiectul capitolului 13. După precizarea noţiunilor privind gradele de libertate şi sistemul de bază, se trece la ecuaţiile fundamentale ale metodei eforturilor, pentru a se studia apoi cadrele plane şi grinzile continue. Un loc special este rezervat eforturilor unitare datorite variaţiei de temperatură.

În capitolul 14 se examinează stabilitatea echilibrului dinamic. Cu acest prilej sînt descrise metodele de calcul la flambaj, cu inserarea cazurilor practice de bare drepte ce pot să flambeze, şi a valorilor coeficienţilor utilizaţi în diverse formule.

Capitolele 15—17 abordează problemele solicitărilor dinamice şi ale vibraţiilor în sisteme elastice. Se desprind din conţinutul acestor capitole solicitări prin şoc (cu evidenţierea efectului masei corpului lovit asupra solicitărilor), vibraţii cu unul şi cu mai multe grade de libertate, vibraţii longitudinale şi transversale ale barelor prismatice, calculul coeficienţilor de siguranţă la solicitări simple şi compuse produse de sarcini variabile ciclice, noţiuni asupra metodelor tehnologice de îmbunătăţire a rezistenţei la oboseală.

Următoarele trei capitole se ocupă de elemente cu configuraţie specială. Astfel, capitolul 18 tratează plăcile plane, o mare pondere avînd încovoierea plăcilor circulare încărcate simetric. Capitolul 19 trece la vasele de rotaţie cu pereţii subţiri, iar capitolul 20 — la răsucirea şi încovoierea profilelor subţiri ; conţinutul acestui capitol se referă la unele aspecte ale calculului profilelor subţiri deschise pentru aprofundarea cunoştinţelor, făcîndu-se trimiteri la principalele lucrări de specialitate.

În capitolul 21 se studiază solicitările în stadiul plastic. Schematizarea curbei caracteristice pentru calculul elastoplastic este urmată de aplicaţii concrete privind încovoierea grinzilor şi răsucirea barelor de secţiune circulară. În continuare se analizează eforturile unitare remanente în bare, care au fost solicitate elastoplastic, încovoierea barelor executate din materiale care nu se supun legii lui Hooke, calculul sistemelor nedeterminate şi criterii de plasticitate.

După problemele de rezistenţă ale tuburilor cu pereţi groşi şi ale discurilor în rotaţie (capitolul 22), în ultimul capitol se prezintă încercările mecanice ale materialelor.

Lucrarea reuneşte elementele fundamentale ale rezistenţei materialelor, îmbogăţite cu exemple practice prevăzute la fiecare capitol şi cu tabele de valori ale unor parametri de calcul (o parte incluse în anexă). Fiind destinată în principal învăţămîntului tehnic superior, lucrarea constituie un ghid pentru inginerii mecanici, unele capitole fiind deosebit de utile acestora prin problematica tratată, ca, de exemplu, sisteme static nedeterminate şi vibraţii.

G. Manea. **Noutăţi în construcţia motoarelor auto.** Bucureşti, Ed. militară, 1964.

Lucrarea prezintă cîteva realizări recente din domeniul motoarelor de automate şi maşini de luptă, cum şi tendinţele de dezvoltare din acest domeniu.

În primul capitol se examinează factorii care impun perfecţionarea motoarelor de automobile şi maşini de luptă, pornind de la cerinţele construcţiei acestor autovehicule.

În capitolul 2 se analizează căile de perfecţionare a motoarelor cu aprindere prin scînteie şi se prezintă sistemele de injecţie de benzină Mercedes-Benz, Chevrolet, Lucas etc., precum şi metodele de folosire a amestecurilor sărace, ca de pildă Texaco, Witzky, Baudry şi motorul cu aprindere prin jet de flacără.

În capitolul 3 se tratează despre motorul cu aprindere prin comprimare şi se prezintă sistemul de ardere Meurer, unele probleme recente ale supraalimentării, precum şi pompele de injecţie monoplunjer.

În capitolul 4 se discută problemele de construcţie, de ardere şi de exploatare ale motoarelor policarburante, iar în capitolul 5 se prezintă schemele şi problemele aplicării la tracţiunea auto a turbinei cu gaze.

Capitolul 6 prezintă problemele motoarelor cu pistoane rotative şi în primul rînd ale motorului Wankel.

Lucrarea se termină cu scurte consideraţii asupra perspectivelor de dezvoltare a motoarelor pentru automobile şi maşini de luptă.

T. B. Ferguson. **Treapta compresorului centrifugal** (The Centrifugal Compressor Stage). Londra, Buttersorths, 1963, 152 pag.

Lucrarea conţine o expunere sumară a problemelor aerodinamicii compresorului centrifugal, în cadrul a 11 capitole, fiecare prevăzut cu un indice bibliografic.

Primele trei capitole au un caracter introductiv. Astfel, capitolul 1 se referă la principiile de determinare a elementelor treptei, capitolul 2 prezintă noţiunile de bază ale termodinamicii necesare dezvoltării ulterioare (ecuaţia conservării energiei, procese reversibile şi nereversibile, exponenţi adiabatici şi politropici etc.), iar capitolul 3 tratează ecuaţiile fundamentale de mişcare a gazelor perfecte. În capitolul 2 se remarcă şi materialul privind amestecuri de gaze perfecte, gaze perfecte şi abur, abur şi gaze reale.

În capitolul 4 se studiază curgerea adiabatică şi caracteristica aerodinamică a compresorului centrifugal. Pornind de la ecuaţia momentului cantităţii de mişcare, autorul obţine expresia caracteristicii rotorului cu număr infinit de palete şi apoi introduce noţiunea de treaptă de reacţiune, cu stabilirea dependenţei randamentului treptei faţă de parametrii săi. Se semnalează din cuprins şi condiţiile de obţinere a valorii minime a numărului lui Moch.

Pierderile de energie în treaptă constituie obiectul capitolului 5: pierderi prin frecarea fluidului în ajutaje, pierderi în labirinturi de etanşare etc.

Capitolul 6 reia problema caracteristicii treptei compresorului centrifugal, în particular — condiţiile de similitudine dinamică pentru curgerea fluidelor compresibile şi incompresibile. Cu această ocazie se analizează influenţa criteriilor cunoscute de similitudine asupra caracteristicii treptei şi variaţia acesteia în funcţie de natura fluidului.

În capitolul 7 se trece la caracteristica rotoarelor cu număr finit de palete. Se subliniază influenţa însemnată exercitată asupra acesteia de curgerea turbulentă în secţiunea de ieşire şi se studiază variaţia corespunzătoare a entalpiei totale. Se prezintă relaţiile aproximative de calcul al coeficientului de micşorare a presiunii teoretice, cum şi valorile experimentale pentru o serie de pompe, ventilatoare şi compresoare şi apoi, metodele cu ajutorul cărora se poate corecta conturul aerodinamic al compresorului. Capitolul conţine şi exemple practice de îmbunătăţire a caracteristicii compresorului bazate pe aceste metode, în final fiind examinaţi parametrii optimi ai treptei (unghiurile de intrare şi de ieşire ale paletelor, numărul şi profilul acestora, diametrul rotorului, unghiul de atac corespunzător randamentului maxim).

În capitolul 8 sînt descrise soluţiile constructive utilizate la intrarea şi ieşirea din treaptă, caracteristicile difuzoarelor cu şi fără palete, carcasa spirală.

În ultimele trei capitole se tratează regimul nestaţionar de funcţionare a compresorului, metodele de reglare (strangularea fluxului la intrare şi la ieşire, devierea fluxului la ieşirea din rotor, rotirea paletelor difuzoarelor cu palete) şi metodica de încercare a compresorului.

Lucrarea oferă o privire de ansamblu asupra proceselor din compresorul centrifugal, cu studierea unor probleme speciale în capitolele 6 şi 7. Poate servi ca material bibliografic inginerilor din uzinele constructoare, cercetătorilor ştiinţifici, studenţilor.

Aplicaţiile calculatorelor electronice în proiectarea mecanismelor de distribuţie cu supape (Application of computers in valve gear designs). Edit. Macmillan şi Pergamon Press, 1963.

Asociaţia inginerilor (americani) de autotracţiune S.A.E. (Society of Automotive Engineers) publică sub acest titlu o serie de comunicări: Ajutorul calculatorului cifric în analiza mecanismelor rigide de distribuţie cu arcuri, de M. S. Hundal; Studiul dinamicii supapei cu calculatoare electronice, de G. I. Johnson; Dezvoltări recente în calculul camelor, de J. H. Nourse, R. C. Dennis şi W. M. Wood; Probleme ale prezentării şi experimentării mecanismelor de distribuţie, de C. A. Beard şi J. G. G. Hempsson.

Dat fiind că proiectarea mecanismului de distribuţie cu supape pentru motoare cuprinde multe calcule laborioase, folosirea calculatoarelor electronice este foarte indicată. Pe această cale este înlesnită obţinerea în timp scurt a soluţiei optime pentru fiecare caz în parte.

Lucrările pun în evidenţă o serie de factori contradictorii care stau la baza proiectării mecanismelor de distribuţie mai ales în ceea ce priveşte mărimea camei şi tachetului. Se prezintă o metodă de proiectare a camelor în care se ţine seamă atît de necesitatea obţinerii unui coeficient maxim de umplere, cît şi de limitarea presiunilor de contact pe conturul camei. Se mai prezintă diferite metode de analiză a dinamicii mecanismelor de distribuţie, verificate prin măsurări experimentale. Deosebit de interesante sînt metodele prezentate pentru măsurarea şocurilor la tacheţi în timpul funcţionării motorului.

B. Eck. **Ventilatoare** (Ventilatoren). Ediţia a IV-a. Berlin—Göttingen—Heidelberg, Springer, 1962, 558 pag.

Elaborată într-o formă revizuită şi completată, ediţia a IV-a a lucrării cuprinde teoria, calculul, construcţia, exploatarea şi reglarea ventilatoarelor şi suflantelor. Cartea se compune din opt părţi.

Prima parte, consacrată ventilatoarelor şi suflantelor radiale, prezintă în primul rînd bazele energetice şi cinematice ale teoriei turbomaşinilor. În continuare se trece la studiul procesului de curgere a fluidelor în ajutajele acestor maşini şi apoi la distribuţia presiunii în rotor. De asemenea, se examinează influenţa numărului de palete şi a elementelor lor constructive asupra parametrilor la intrare, cum şi regimurile de similitudine cu sistemele de coeficienţi adimensionali corespunzători. Un mare interes îl suscită materialul original referitor la noul tip de ventilator cu flux încrucişat (querstromgebläse), studiul teoretic şi experimental al procesului de curgere, relaţii fundamentale de calcul al elementelor constructive, caracteristici teoretice şi efective etc. În cuprins sînt inserate numeroase exemple de tipuri constructive de ventilatoare, iar un capitol special este destinat canalelor spirale; la calculul acestora se insistă asupra problemelor forţelor radiale şi ale pierderilor de energie.

În partea a doua se examinează ventilatoarele şi suflantele axiale, începînd cu studiul profilelor de paletă şi al reţelelor mobile şi fixe. Se elaborează apoi calculul treptelor şi al elementelor lor geometrice. Dintre problemele analizate în continuare sînt demne de remarcat influenţa nucleului turbionar şi a jocurilor şi caracteristicile maşinilor cu una şi cu mai multe trepte. De asemenea, reţin atenţia suflantele cu rotor deschis şi cele de egală presiune.

Următoarele două părţi se ocupă de aspectele fundamentale ale proiectării suflantelor, ventilatoarelor şi instalaţiilor de ventilare. Sînt incluse capitole noi privind reglarea ventilatoarelor şi construcţia sistemelor de reglare şi probleme de acustică ale ventilatoarelor şi ale grupurilor de ventilatoare. Materialul acestor capitole este amplu şi îmbogăţit cu o serie de exemple. Astfel, sînt descrise regimurile posibile de reglare şi funcţionare a ventilatoarelor şi a grupurilor de ventilatoare în reţea, este cercetat domeniul funcţionării stabile, sînt abordate problemele alegerii mecanismului de acţionare, cu exemple de utilizare a transmisiei hidrodinamice pentru reglarea suflantelor axiale. Un loc important îl deţine analiza cîmpurilor sonore, corelată cu metodele de combatere a zgomotelor.

Celelalte părţi ale lucrării se referă la metodica studiului experimental al ventilatoarelor şi suflantelor şi la soluţiile constructive ale acestor maşini. Reţine atenţia capitolul consacrat unor construcţii speciale — îndeosebi ventilatoarele instalaţiilor de cazane şi de mină. Pe lîngă acestea se prezintă o serie de construcţii tipizate şi originale. Calculul suflantelor este tratat separat, cu exemple practice tipice.

Autorul a realizat o lucrare reprezentativă într-unul din domeniile construcţiei de turbomaşini, elaborată la un nivel tehnico-ştiinţific superior şi oferind informaţii preţioase asupra stadiului modern de dezvoltare. Se adresează cadrelor ştiinţifice şi tehnico-inginereşti de specialitate.

S. V. MATORIN, V. E. LISICIKIN şi N. I. MELNIKOV. **Incercarea maşinilor compresoare.** Moscova, Maşghiz, 1964.

Lucrarea îşi propune să completeze literatura de specialitate cu materialul necesar realizării încercărilor maşinilor compresoare după metode şi cu ajutorul aparatelor care să garanteze nivelul ştiinţific al rezultatelor. Se abordează atît metodele de pregătire şi de efectuare a încercărilor, cît şi metodele de măsură şi de interpretare a rezultatelor, analitic sau cu ajutorul diagramelor, în scopul prelucrării parametrilor determinaţi.

În cadrul primului capitol se analizează metodele şi mijloacele de măsurare a presiunii, temperaturii şi umidităţii gazelor, cum şi aparatele pentru determinarea turaţiei maşinilor.

Capitolul următor prezintă teoria, metodele şi aparatele de măsură pentru determinarea debitului la lichide şi gaze, începînd cu determinarea ecuaţiei generale a debitului şi terminînd cu analiza constructivă şi funcţională a aparatelor şi instrumentelor respective: diafragme, manometre diferenţiale, rezervoare de măsură, debitmetre de viteză sau volumice.

Problemele legate de determinarea şi măsurarea puterii consumate de maşinile compresoare reprezintă conţinutul unui capitol special.

Sînt prezentate indicatoarele mecanice, indicatoarele electrice şi piezoelectrice, cum şi metodele şi mijloacele pentru planimetrarea diagramelor indicate.

În cadrul următoarelor două capitole se analizează măsurile pregătitoare în vederea încercărilor şi metodologia prelucrării rezultatelor respective; se examinează, din acest punct de vedere, o serie de parametri caracteristici: debitul, puterea indicată, consumul specific etc. Se prezintă metode pentru stabilirea pierderilor de presiune între etaje, a coeficienţilor de pierdere prin radiaţie, pentru analiza diagramelor indicate, cum şi pentru recalcularea indicilor fundamentali ai compresoarelor. Se dau indicaţii în legătură cu întocmirea referatului încercărilor.

Un capitol separat se referă la încercarea compresorului cu piston, în 6 trepte, se analizează caracteristica compresorului, scopul şi condiţiile de efectuare a încercărilor şi măsurărilor şi modul de prelucrare analitică a rezultatelor.

În ultimul capitol se prezintă metodica încercării compresoarelor rotative.

Lucrarea se adresează cadrelor tehnice care lucrează în cadrul proiectării construcţiei şi exploatării compresoarelor; poate fi utilizată şi în cadrul învăţămîntului tehnic superior.

I. N. VELICIKIN, A. I. NISNEVICI şi M. P. ZUBIETOVA. **Incercările rapide ale motoarelor Diesel la rezistenţa la uzură,** Moscova, Maşinostroienie, 1964.

Problema rezistenţei la uzură şi a duratei de funcţionare a pieselor de motoare cu ardere internă prezintă în etapa actuală o importanţă deosebită. Acest lucru este legat de fondurile mari care sînt alocate pentru menţinerea în stare de funcţionare a parcului de automobile şi tractoare în continuă creştere.

Perfecţionarea motoarelor cu ardere internă prin mărirea puterii litrice şi reducerea greutăţii specifice trebuie să fie însoţită de măsuri corespunzătoare care să permită menţinerea rezistenţei la uzură şi deci a duratei de funcţionare a acestora.

În prezent, încercările la uzură se efectuează, de obicei, în condiţii de exploatare; din cauza rezistenţei la uzură relativ mari a pieselor şi agregatelor motoarelor moderne, încercările la uzură în condiţii de exploatare necesită un timp îndelungat, de ordinul miilor de ore. Datorită dispersiei rezultatelor este necesară încercarea în paralel a unui număr important de motoare. Toţi aceşti factori duc, pe de-o parte, la complicarea şi scumpirea încercărilor, iar pe de altă parte, la întîrzieri în omologarea motoarelor noi, moderne, în verificarea propunerilor privind mărirea rezistenţei la uzură şi aplicarea lor în producţie.

Lucrarea „Încercările rapide ale motoarelor Diesel la rezistenţa la uzură" este rezultatul cercetărilor întreprinse de un colectiv al institutului NATI.

Cele două părţi ale lucrării tratează problemele generale ale încercărilor motoarelor la rezistenţa la uzură, dezvoltate în primele trei capitole, şi metodele încercărilor rapide la uzură, dezvoltate în următoarele cinci capitole.

După ce în primul capitol se ocupă de particularităţile uzurii pieselor de motoare, autorii analizează pe larg, în cel de-al doilea capitol. metodele de măsurare a uzurii pieselor principale ale motoarelor. O atenţie deosebită este acordată metodei radioactive, fiind prezentat modul de activare a pieselor şi de măsurare a radioactivităţii particulelor rezultate din uzură.

În ultimul capitol al primei părţi sînt tratate bazele metodicii generale de încercare a motoarelor la uzură. Autorii analizează pe scurt, printre altele, condiţiile de efectuare a încercărilor şi prelucrarea rezultatelor experimentale.

În primul capitol al celei de-a doua părţi a lucrării este tratată problema dinamicii uzurii pieselor de motoare în condiţii de exploatare sub aspectul pregătirii motorului şi aparaturii, pentru aprecierea uzurii pieselor şi ordinii de efectuare a încercărilor şi prelucrare a datelor experimentale obţinute. Capitolul se încheie cu două exemple care ilustrează modul cum a fost aplicată metoda încercării rapide la uzură, pentru stabilirea dinamicii uzurii pieselor motorului D-54, şi influenţa regimului termic asupra vitezei de uzură a segmenţilor de piston în condiţiile reale de exploatare ale motorului D-30 răcit cu aer. Exemplele sînt însoţite de diagrame care prezintă sub aspect cantitativ uzura segmenţilor de compresiune în funcţie de diferiţi factori ca: temperatura mediului ambiant, conţinutul de praf din aer, sarcina motorului, temperatura apei de răcire etc.

În cel de-al doilea capitol sînt tratate încercările rapide la uzura abrazivă a pieselor de motoare. Metodica acestor încercări cuprinde în sfera sa piesele echipajului mobil şi presupune intensificarea ritmului de uzare a pieselor şi obţinerea mărimii uzurii echivalente cu aceea realizată în condiţiile reale de exploatare ale motoarelor. Autorii prezintă parametrii pe baza cărora este apreciată uzura abrazivă, ordinea de efectuare a încercărilor, aplicarea metodicii pentru rezolvarea problemelor practice şi precizia rezultatelor obţinute.

În capitolul al treilea autorii se ocupă de încercările rapide pentru determinarea uzurii corosive şi de contact, care apare la o temperatură a apei de răcire sub 60°C şi, respectiv, cînd ungerea este nesatisfăcătoare. Aceste încercări rapide au ca scop stabilirea influenţei regimului de temperatură a motorului asupra uzurii pieselor sale, cum şi aceea a uzurii corosive şi de contact asupra pieselor grupului cilindru-piston La sfîrşitul acestui capitol este prezentat un exemplu de aplicare a metodicii propuse în cazul unui motor Diesel cu doi cilindri de tip D-28 alimentat cu motorină cu un conţinut de sulf de 1%.

Metodica încercărilor rapide pentru stabilirea uzurii pieselor în perioada de pornire a motoarelor constituie obiectul capitolului al patrulea al celei de-a doua părţi. Se studiază eficienţa metodelor utilizate pentru reducerea uzurii la pornirea motoarelor şi se prezintă două exemple de aplicare a metodicii propuse în cazul unor motoare Diesel de tip D-28 şi D-54 A.

În ultimul capitol al lucrării este tratată sumar eficienţa economică a încercărilor rapide la uzură a motoarelor. Pe baza analizei economice autorii scot în evidenţă eficienţa economică superioară a încercărilor rapide la uzură care permit reducerea cheltuielilor şi a duratei încercărilor de uzură ale motoarelor cu ardere internă. Astfel, încercările rapide la uzura abrazivă permit punerea în evidenţă în decurs de 50 h de încercări pe stand a unei asemenea uzuri a pieselor de motoare de tractoare, care corespunde cu uzura ce apare în timpul unui sezon agricol de lucru (2 000 h). Încercările rapide permit şi rezolvarea problemei alegerii celor mai potrivite materiale şi acoperiri pentru piese şi a influenţei calităţii combustibilului şi materialelor de ungere asupra rezistenţei la uzură.

Analizarea în lucrare a tuturor problemelor prezentate face ca ea să fie utilă inginerilor care lucrează în uzinele constructoare de motoare, institutele de cercetări şi laboratoare, cum şi studenţilor care studiază motoarele cu ardere internă.

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîşlennost, nr. 11/1964: *Anders, A. A.* — Mărirea siguranţei şi durabilităţii — problema principală a construcţiei de automobile; *Cazacikov, R. V.* — Studiul tensiunilor termice ale motorului Diesel rapid la modificarea unor parametri; *Raikov, I. I.* şi *Erşov, V. V.* — Formarea peliculei de combustibil în motoarele cu carburator; *Mesceriakov, G. M.* — Folosirea descărcării prin scînteie, ionizate în prealabil, pentru aprinderea amestecurilor carburante în motorul cu ardere internă: *Diakov, I. I.* — Metodica încercărilor comparative încrucişate; *Lukin, P.P.* — În legătură cu metoda de calcul al amortizorului de vibraţii torsionale în transmisia automobilului; *Kahanov, V. G.* şi *Komarov, V. D.* — Schema electrică de comandă cu frînă de inducţie în încercările agregatelor de automobil; *Ermakov, V. I.* — Îmbunătăţirea sistemului pneumatic al automobilelor; *Derboremdiker, A. D.* — Problema reglajului automat al rezistenţei amortizorului; *Melnikov D. I.* — Determinarea reacţiunii drumului asupra roţilor directoare; *Ghinţburg, L. L.* şi *Fitterman, B. M.* — Unele probleme ale direcţiei automobilelor; *Pogosbekov, M. I.* — Precizarea teoriei de determinare a pierderii de viteză a roţii directoare de automobil; *Uspenski, I. N.* şi *Şurtighin K. I.* — Încărcarea genţii roţii de automobil; *Suhopolski, V. N.* — Conveier universal vibrator pentru transportul aşchiilor metalice; *Kobzar, E. P.* — Prelucrarea de finisare a bucşelor de fontă cu ajutorul bilelor; *Romanov, R.I.* şi *Poliakov, A. S.* — Automatizarea presei pentru retezarea cozii supapei; *Nikitina, N. V.* — Segmenţi de piston din materiale metaloceramice; *Zahvatkin, E. V.* şi *Naumov, V. I.* — Instalaţie pentru sudarea automată în mediu de bioxid de carbon; *Leonov, V. I.* — Linie automată pentru prelucrarea mecanică a axului cercelului de arc; *Smurov, A. M.* — Unele probleme ale tehnologiei matriţării cu deşeuri reduse; *Lipatov, E. G.* — Perfecţionarea construcţiei oalei pentru maşinile de turnare sub presiune; *Steinberg, A. S.* — Caracteristicile de pornire ale motorului cu turbină cu gaze standard; *Sladkov, A. Z* — Termoindicatoare.

Svarcinoe proizvodstvo, nr. 9/1964: *Prohorov, N. N.* şi alţii — Studiul deformaţiilor transversale ale metalului cusăturilor, la sudarea plăcilor cap la cap; *Ivacenko, V. M.* şi *Budnik, N. M.* — Problema cantităţii de gaze degajate la sudură din sîrma electrozilor; *Svartev, A. I.* — Aparat pentru înregistrarea deformării epruvetei; *Kolesov, V. G.* şi *Malighin, A. A.* — Metodă pentru determinarea eficienţei tehnico-economice a încărcării pieselor prin sudură pentru mărirea durabilităţii; *Vaxman, S. S.* şi *Rodin, I. K.* — Sudarea fontei la temperaturi joase cu flacără de butan — propan — oxigen; *Sorokin, E. S.* şi alţii — Încărcarea prin sudură a zalelor de şenile de tractor cu electrozi aglomeraţi; *Kurkumeli, A. A.* şi alţii — Instalaţie pentru sudarea cusăturilor longitudinale a virolelor cu pereţi subţiri şi a tablelor cu grosime mică; *Terpugov, E. H.* — Clasificarea şi căutarea literaturii tehnice cu privire la sudură.

Traktori i selhozmaşini, nr. 10/1964: *Ponomarev, O. P.* — Dependenţa puterii motoarelor Diesel de caracteristicile combustibilului; *Isaev, E. V.* şi *Nisnevici, A. I.* — Alegerea parametrilor de forţare a motoarelor prin supraalimentare cu considerarea rezistenţei la uzură a cuplului piston-cilindru; *Andrucenko, P. I.*, *Dolganov, K. E.* şi *Maevskii, A. G.* — Alegerea tipului de pompă de combustibil; *Gavrilov A. K.* — Studiul eforturilor unitare în elementele ventilatorului motorului KDM-100; *Kudinov, P. A.* — Dependenţa calităţilor de tracţiune şi a randamentului tractorului cu roţi faţă de momentul de răsturnare; *Şabanov, V. M.* şi *Perelmiter, V. I.* — Amplasarea organelor de lucru ale maşinilor agricole acţionate de tractor prin transmisie hidraulică; *Şciupak. P. L* şil *Makarov, N. N.* — Poligon pentru determinarea indicilor de tracţiune-aderenţă ai tractoarelor; *Matveev, A. S.* — Metodă de reglare a fluxului de aer al separatorului pneumatic; *Roi, A. A.* — Mecanizarea complexă a recoltării şi treerării ricinului; *Martîşkin, A. E. Grinkov, Iu. V.* şi *Decamili, L. E.* — Echilibrarea dinamică a bătătorului combinei SK-4; *Kan, M. I.* — Parametrii şi calculul brăzdarului rotativ al maşinilor de sădit cartofi; *Paraev, A. G.* — Calculul dinamic al siguranţei plugurilor; *Tanin, V. G.* — Pulverizator de vie OV-4; *Antoniuk, P. P.* — Cultivator cu tijă rigidă şi labe KSL-36; *Jigarev, L.F.* — Cultivator remorcabil KPG-4 pentru prelucrarea continuă a cîmpului; *Kaşinţev, A. A.*, *Lipeţki, S.*, *Kan, M. I.*, şi *Goloviţin, S. K.* — Marcator MG-1; *Vasiliev, G. A.* şi *Balais, K. Ia.* — Creşterea eficienţei economice a liniilor automate; *Mokin, M. I.* — Căi de economisire a metalului în construcţia de tractoare şi maşini agricole; *Nikitin, G. A.* — Perfecţionarea organizării lucrărilor auxiliare în uzinele constructoare de tractoare şi maşini agricole; *Bekerman, F. A.* şi *Serpik, N. M.* — Temperatura de revenire a zalelor de şenilă fabricate din oţel KDLVT; *Kolobov, G. G.* şi *Kopîlov, M. K.* — Tractoare englezeşti cu roţi; *Panov, J. M.* şi *Melihov, V. V.* — Pluguri rotative; *Velicikin, I. N.* — A doua conferinţă ştiinţifică asupra creşterii durabilităţii şi eficienţei motoarelor de tractor.

Stanki i instrument, nr. 10/1964: *Ostrovskii, V. I.* — Factorii care influenţează precizia maşinilor orizontale de alezat; *Salnikov, D. A.* — Erorile de execuţie pe maşini-unelte cu comandă program; *Usan, M. V.*, *Jurţev, V. G.* şi *Kubarev, A. I.* Influenţa unor factori tehnologici asupra preciziei de funcţionare a automatelor pentru strunjire longitudinală profil; *Levit, G.A.* şi *Ciurin, I. N.* — Transmisie şurub-piuliţă cu frecare fluidă (hidrostatică); *Romanciuk, V. S.* — Determinarea dimensiunilor maşinilor-unelte prin metoda programării matematice; *Bondarcic, N. A.*

— Cele mai grele piese utilizate la strungurile mari; *Levin, A. I* — Transmisie electrohidraulică cu domeniu larg de variere continuă a vitezelor; *Litvin, F.L.* şi *Şurighin, In. I.*—Danturarea roţilor hipoide semirodate pe maşini-unelte cu ax înclinat; *Servcenko, N. A.*, *Retivih, Iu. I.* şi *Semonenkov, E. A.* — Utilizarea răcirii la presiune înaltă la frezarea canelurilor; *Iuhvid, M. E.*, *Gatovskii, M. B.* şi *Larionova, V. M.* — Cuţit-pieptene pentru filetarea pieselor de oţel cu rezistenţă ridicată; *Perepeliţa B. A.* — Construcţia grafică şi calculul analitic al cuţitelor — fason pentru retezat; *Kuniţin, S. I.* şi *Juşkov, S. I.* — Geometria cuţitelor pentru prelucrarea oţelului manganos; *Paisov, I. V.*, *Başnin, Iu. A.* şi *Tomsinskii, V. S.* — Influenţa tratamentului termic asupra proprietăţilor oţelului aliat de scule; *Ghelfand, A. E.* — Influenţa regimurilor de rectificare cu diamant asupra calităţilor aliajului dur VK20; *Taramikin, Iu. P.* — Utilaj pentru honuirea roţilor dinţate; *Gribanov, A. N.* — Modernizarea comenzilor la dispozitivul de filetat al automatelor 1 A 112 şi 1 A 118; *Barabolia, S. Ia.* — Tăierea dinţilor mecanismului cu clichet pe maşina de mortezat roţi dinţate.

Rivista di meccanica, nr. 337/1964: — Conservarea configuraţiei regulate a fibrelor la forjarea arborilor cotiţi; — Noua tehnică de forjare a arborilor cotiţi; *Rusconi, F.*—Forţa presei, variaţia forţei în funcţie de poziţia manivelei; *Soepnel, A.P.J.* — Presa cu excentric; Rularea la rece a filetului exterior; *Vandone, E.* — Programarea executării lucrului; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare. **Nr. 338/1964**: *Grönegess, H. W.* — Bazele călirii cu flacără; *Rusconi, F.* — Forţa unei prese, variaţia forţei în funcţie de poziţia poansonului; *Mirone, C.* — Omologarea maşinilor-unelte noi prin considerarea toleranţei naturale; *Bevilacqua, E.* — Un nou procedeu de lucru prin electroeroziune; *Sacchi, G.* — Cementarea cu gaze: comparaţie între datele teoretice şi cele practice; *Scortecci, A.* — Documentarea şi cercetarea — instrumente esenţiale pentru dezvoltarea întreprinderii; *Morgan, I. G.* şi *Jonson, J. B.* — Comportarea dinamică a sistemelor pneumatice de măsură. **Nr. 339/1964**: *Rusconi, F.* — Viteza de alunecare a blocului mobil al presei; *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier; *Grönegress, H. W.* —Bazele călirii cu flacără; *Scortecci, A.* — Documentarea şi cercetarea — instrumente esenţiale pentru dezvoltarea întreprinderii; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare. **Nr. 440/1964**: *Strasser, F.* — Inserţii metalice în piesele din material plastic; *Shepherd, E. C.* — Avantajele şi dezavantajele vehiculelor cu pernă de aer; *Rusconi, F.* — Puterea unei prese; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare; *Ranzi, G.* — Ciclu de lucru şi timpul de prelucrare pentru construirea unei mandrine; *Montevecchi, I.* — Cuptoarele industriale; *Carosi, E.* — Linie automată pentru vopsirea electroforezelor.

La marina italiana, nr 5/1964: *Farroni, G. M.* — Lucrul în port, problema zilei; *Spinelli, F.* — Siguranţa la bordul navelor de pasageri; *A. L.* — Proiectul Fincontieri pentru o navă tipizată destinată transportului în vrac; *Delbene, G.*— Motorul Doxford tip J; — Aparatul Vinck pentru desprinderea automată a parîmei remorcherului; Îmbarcaţii de salvare pe bordul navei cisterne. **Nr. 6/1964**: *Lomeo, A.* — Calculul de rezistenţă al unei piese inelare de grosime apreciabilă în raport cu raza; — Un petrolier de avangardă: motocisterna Agip Trieste; Dispozitiv cu comandă hidraulică pentru închiderea metalică a bocaportului; — Un nou tip de macara de chei. **Nr. 7—8/1964**: *Traetta, A.* — Telecomanda instalaţiilor motoare marine; *Delbene, G.* — Petrolierul tipizat japonez de 116 000 tf; — Un nou sistem de comandă a troliului cu vapori; — O închidere simplă a bocaportului.

La machine outil française, nr. 10/1964: *Noizet, G.* — Maşinile electrice cu viteze mari; — Bienalele maşinilor-unelte şi industriile mecanice; — O freză cu comandă program; — O linie automată pentru fabricarea tablelor ondulate; *Campetier, L.* — Vibraţiile maşinilor-unelte; — Importante realizări în domeniul tinichigeriei fine; *Desemery, P.* — Scule cu pastile ceramice; *Canbet, I.* — Piese de frecare din oţel austenitic; *Barat, R.* — Călirea la flacără a angrenajelor; *Hageluken, B.* — Tratamente de suprafaţă prin vibraţie; *Gagnieu, L.* — Fileturile; *Lainé, J.* — Exemple de îmbunătăţiri substanţiale realizate printr-o concepţie raţională a pieselor turnate.

Galvano—La surface metallique, nr. 10/1964: *Hiott, C. B.* — Căi de îmbunătăţire a calităţii nichel-cromului; *Fishlock, D.* — Instalaţii de electroliză în electronică; — Măsurarea grosimii acoperirilor electrolitice; *Bacqvias, G.* — Orientarea actuală a tehnicii lăcuirii; — Brevet francez cu privire la tratamentul, protecţia şi decorarea metalelor.

La machine moderne, nr. 10/1964: *Wick, C. M.* — Progresele prelucrării prin aplicarea directă a energiei electrice; *Dunod, I.* — Recepţionarea maşinilor de prelucrat prin scîntei electrice; *Dunod, I.* — Maşină automată pentru fabricarea electrozilor „Graphiforme"; *Reno, R.* — Studiu experimental asupra procedeului de rectificare electrolitică; — Punerea în serviciul industriei a unei maşini mari de sudat prin bombardament electronic; *Boden, P. G.* — Cunoştinţe despre tranzistoare; *Berner, L.* — Modernizarea concepţiilor de sudură; *Boiron, R.* — Noutăţile tehnice la expoziţia „Olimpia" din Londra.

Automatisierung, nr. 9/1964: *Pawlowitz, K.* — Automatizarea maşinilor de frezat folosite la prelucrarea arborilor cotiţi; *Mitthoff, F.* — Automatizarea este posibilă şi în cazul seriilor mici şi al producţiei de unicate; — Prezentarea expoziţiei de maşini-unelte de la Hanovra 1964; *Potschke, H.* — Automatizarea procesului de rectificare şi polizare; *Nauck, A.*—Detalii tehnice în instalarea şi funcţionarea liniilor transfer.

Der Maschinenbau, nr. 10/1964: *Kellner, F.*—A 15-a aniversare a R.D.G. şi dezvoltarea construcţiei de maşini; — Progrese în construcţia de maşini din R.D.G.; *Grun, R.* — Introducere în comanda numerică a maşinilor-unelte; *Russig, A.* — Maşini-unelte cu comandă numerică-program în R.D.G.; *Colectiv de autori* — Simpozionul internaţional asupra maşinilor-unelte cu comandă program; Utilizarea maşinilor-unelte cu comandă numerică-program în R.D.G.; Rolul institutelor de cercetări ştiinţifice în construcţia de maşini; *Laube, R. J.* — Stadiul actual şi direcţiile de dezvoltare a echipamentelor de fixare şi a dispozitivelor; *Kremer, H.* — Utilizarea rezervelor în scopul îmbunătăţirii experienţei de producţie.

Maschinenbautechnik, nr. 10/1964: *Buchholz, H.* — Proprietăţile oţelurilor îmbunătăţite utilizate în construcţia de maşini; *Reinhardt, K. G.* — Instrucţiuni pentru proiectarea construcţiilor din benzi de aluminiu; *Lässig, G.* — Comentariul tehnic al instrucţiunilor de calcul BV 13—1/62 (urmare şi sfîrşit); *Seifert, W.* — Studiul pierderilor de abur, caracteristicilor curgerii şi forţei axiale la supapele de reglare a turbinelor cu abur; *Naue, G.* — Răcirea discurilor rotitoare prin jet de aer dirijat în centrul suprafeţelor frontale; *Heckerschmidt, M.* — Proiectarea difuzoarelor plane cu lungime totală mică; *Grobow, G.* — Pompe şi compresoare prezentate la expoziţia din Poznan 1964; *Lindner, R.* — Utilizarea rulmenţilor la turaţii ridicate; *Bodenstein, O.* — A treia consfătuire internaţională asupra lagărelor de rostogolire şi de alunecare; *Prietsch, W.* A treia consfătuire a specialiştilor în tehnica lubrificaţiei, Leipzig 1964.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 10/1964: A 15-a aniversare a R.D.G.; *Hasselbach, S.* — Determinarea succesiunii la prelucrarea de grup a pieselor; *Faust, K.* — Serviciul tehnic de reparaţii în construcţia de maşini; *Schubert, E.* — Perspectiva de dezvoltare a calculului transportului prin calcularea spaţiului necesar pentru maşini; *Anacker, R.* şi *Kuhlmann, G.* — Probleme organizatorice ale pregătirii lansării în fabricaţie în uzinele constructoare de maşini; *Jacob, H.* — Principalele avantaje ale extruziunii în comparaţie cu alte metode de prelucrare prin presiune; *Richert, A.* şi *Harnisch, R.* — Prelucrarea tablelor şi conductelor prin explozie; *Neuberger, F.*, *Mockel, L.* şi *Kaul, W.* — Simplificarea fixării matriţelor cu ajutorul unei noi instalaţii pentru baterea penelor; *Bräunlich, B.*, *Keller, F.*, *Kunath, G.* şi *Österreicher, K.* — Dezvoltarea metodelor de prelucrare cu productivitate ridicată pentru ecuaţia barelor de retezat; *Rudolph, H.* — Oţel rapid pentru scule de prelucrare prin presiune; *Neubert, G.* şi *Schinder, Tenzler* — Simpozionul asupra maşinilor-unelte cu comandă program din Leipzig, 5 martie 1964; *Kurzman, W.* — Colocviu asupra problemelor teoriei şi practicii actuale ale materialelor, 28—29 februarie 1964.

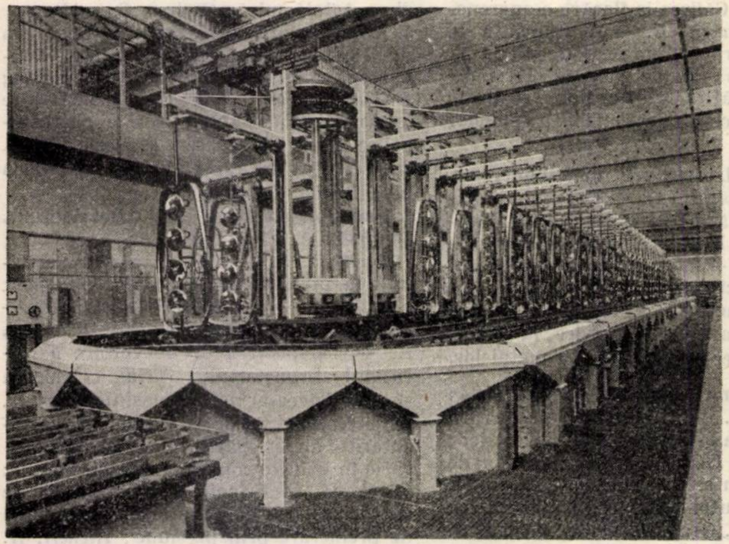
Die Technik, nr. 11/1964: *Sworykin, A.* — Unele particularităţi ale dezvoltării tehnicii; *Rexer, E.*, *Schaubitz, K.* şi

Liebscher, H. — Proprietăţile şi utilizările metalelor cu puritate înaltă; *Prang, W.* — Legăturile industriei electronice cu alte ramuri industriale; *Kortum, H.* — Contribuţii asupra bazei ciberneticii în tehnica automatizării; *Schulze. H.* — Tendinţe de dezvoltare în tehnica automatelor şi calificarea muncitorilor; *Kugel, R. W.* — Normarea duratei de sarcini a maşinilor; *Kunz, F.* — Ruperi în presele mari de forjă; *Helfer, H.*, *Jordan, E.* şi *Liebich, W.* — Acceleratoare de înaltă tensiune utilizate ca sursă de neutroni; *Kulka, H.* — Cerinţe actuale ale psihologiei muncii în practica industrială; *Padelt, E.* — Unele observaţii asupra unităţilor unghiulare radian şi steradian şi asupra turaţiei; *Koch, B.* — Observaţii fundamentale asupra radianului şi rotaţiei; *Beiersdorf* — Considerarea rezervelor de materiale, condiţie obligatorie a planificării în întreprinderile industriale.

Deutsche Hebe und Förder Technik, nr. 10/1964: *Meyer, G.* — Macarale speciale pentru industria construcţiilor; *Gartner, K.* — O nouă soluţie de producţie şi transport adoptată la construcţia unui mare baraj din S.U.A.; *Philipp, M.* — Modernizarea instalaţiilor de macarale; *Ruhl, K.* — Probleme de antrenare şi comandă a unui excavator cu cupă, cu motor electric; — Noutăţi tehnice: a — macarale şi maşini de ridicat; b — maşini şi aparate pentru construcţii.

GÉP, nr. 10/1964: *Hänsch, H.* — Îmbinări sudate; *Kalászi, I.* — Îmbunătăţirea unei metode de măsurare a temperaturii de aşchiere şi posibilităţile aplicării ei în producţie; *Schnell, A.* — Rigiditatea axelor de freză; *Artinger, I.* şi *Ziaja, G.* — Defectele cămăşilor de cilindri turnate centrifugal şi metodele de îndepărtare a acestora; *Szalay, B.* — Caracteristicile şi încercarea rezistenţei straturilor protectoare depuse prin electrocoroziune; *Cselényi, J.* şi *Daroczy, L.* — Stabilizarea temperaturii dispozitivelor hidraulice ale maşinilor-unelte care lucrează la temperaturi înalte; *Tulassay, L.* — Economia de oţel.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT



Galvano-
tehnică
modernă

Blasberg livrează:

Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care:
Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la 16 A/dm²
Băi de cromare dură
Băi de cromare cu reglare automată
Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

Băi pentru acoperire cu metale nobile
Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
Băi pentru zincare lucioasă
Băi pentru zincare lucioasă „Helios" ZF–TR
Băi pentru zincare lucioasă „Helios" ZF
Băi pentru cositorire lucioasă
Băi pentru cositorire lucioasă „STANNOSTAR"
Eloxal lucios
Paste lichide de şlefuit şi lustruit

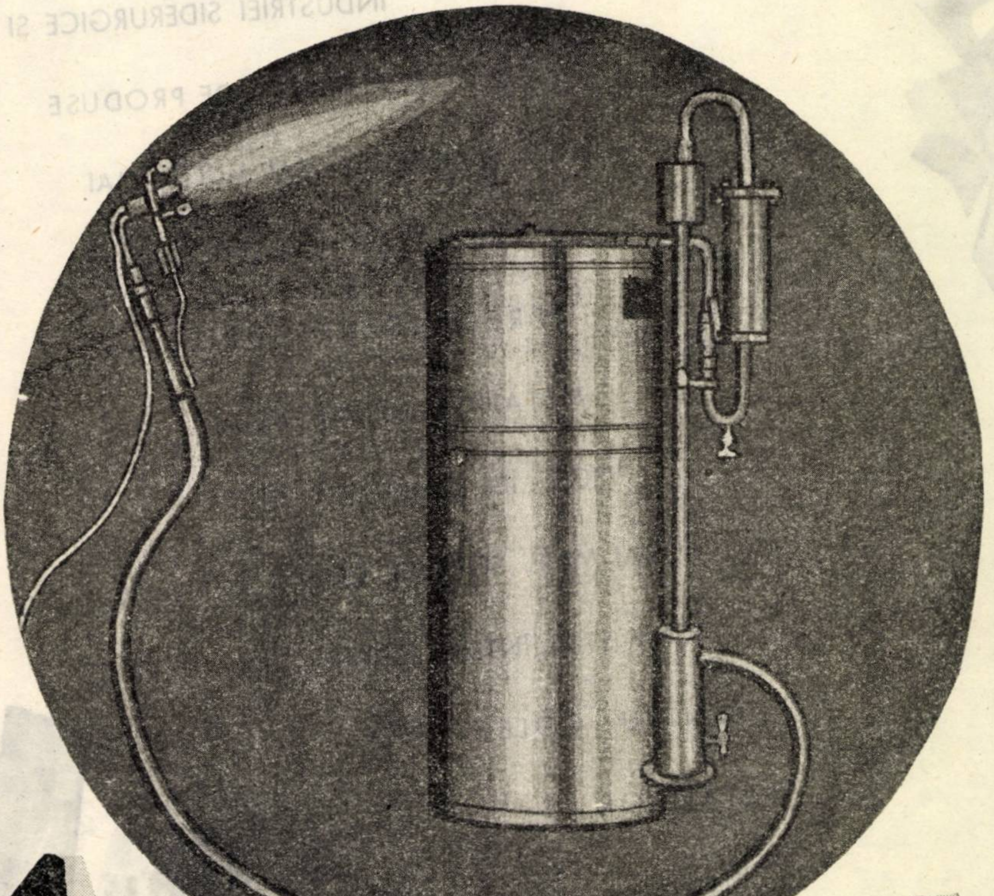
Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

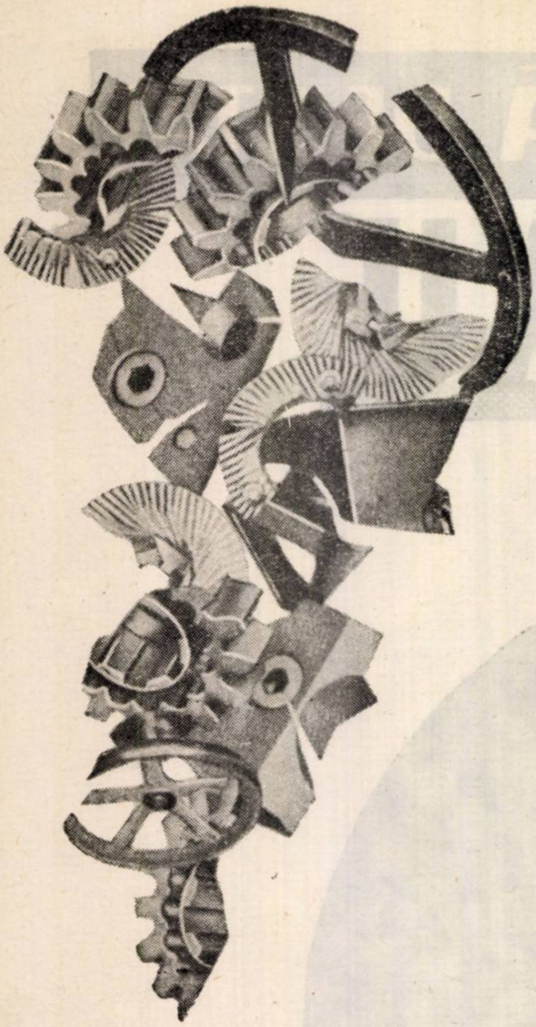
Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

UZINA METALURGICĂ DE STAT

„CEAHLĂU"



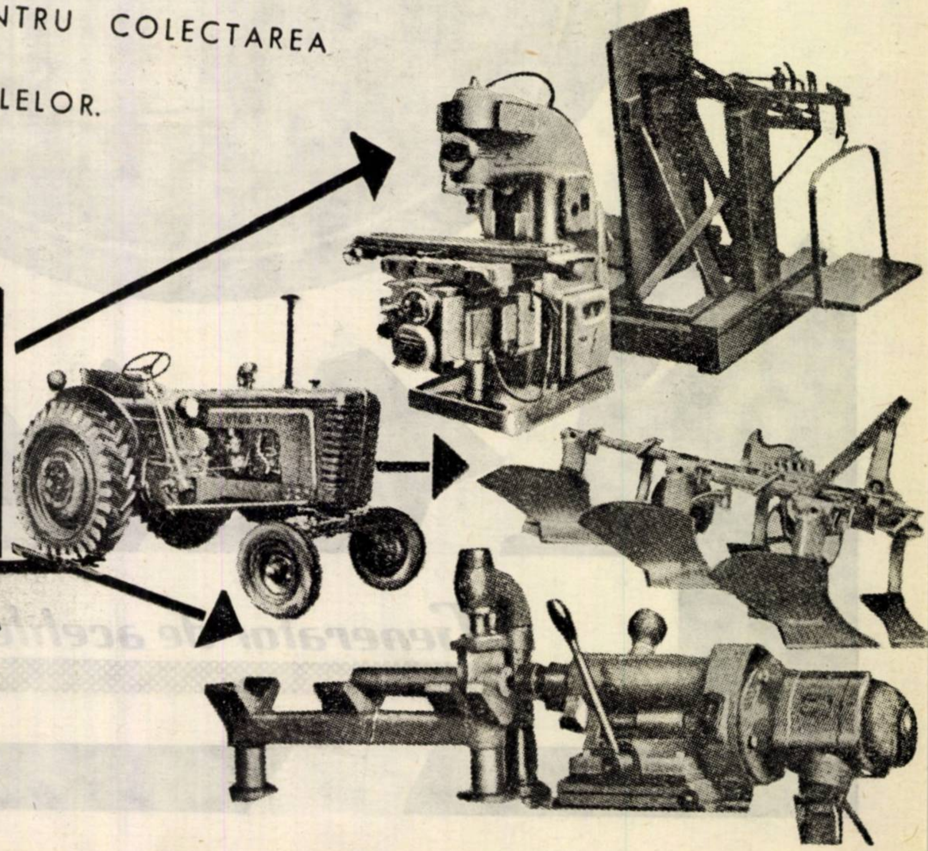
Generator de acetilenă



SPRIJINIȚI DEZVOLTAREA INDUSTRIEI SIDERURGICE ȘI REALIZAREA DE PRODUSE METALICE MAI MULTE, MAI BUNE ȘI MAI IEFTINE, PREDÎND DEȘEURILE METALICE ȘI METALELE VECHI ÎN CANTITĂȚI CÎT MAI MARI, SORTATE CONFORM STAS, ÎNTREPRINDERII PENTRU COLECTAREA METALELOR.

ICM

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR



SKL

SKL – o marcă de motoare Diesel bine cunoscută pretutindeni.

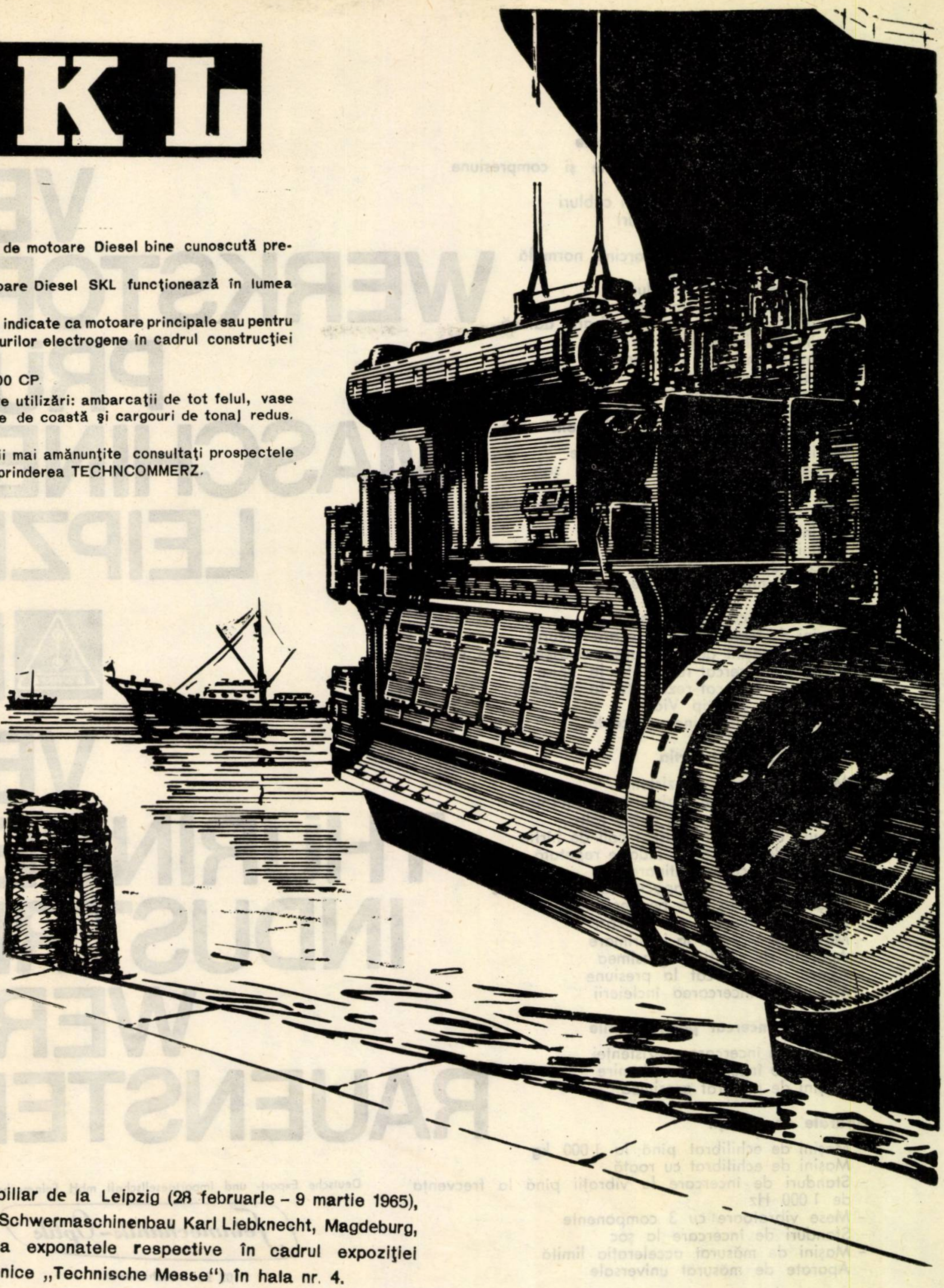
Numeroase motoare Diesel SKL funcţionează în lumea întreagă.

Sînt deosebit de indicate ca motoare principale sau pentru acţionarea grupurilor electrogene în cadrul construcţiei navelor.

Putere: 60–1 000 CP.

Pot avea diferite utilizări: ambarcaţii de tot felul, vase de pescuit, vase de coastă şi cargouri de tonaj redus.

Pentru informaţii mai amănunţite consultaţi prospectele oferite de întreprinderea TECHNCOMMERZ.



La tîrgul jubiliar de la Leipzig (28 februarie – 9 martie 1965), uzina VEB Schwermaschinenbau Karl Liebknecht, Magdeburg, va prezenta exponatele respective în cadrul expoziţiei tehnice „Technische Messe") în hala nr. 4.

TECHNOCOMMERZ GmbH 108 Berlin, Taubenstrasse 4–6
Republica Democrată Germană.

Maşini de încercat oţeluri şi metale

- Maşini de încercat la tracţiune şi compresiune
- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat lanţuri şi cabluri
- Instalaţii de încercat cilindri
- Maşini pentru fluaj
- Maşini de încercat cu sarcină normală
- Pulsator cu rezonanţă
- Maşini de încercat la durată
- Maşini de încercat la încovoiere
- Maşini de încercat la ambutisare adîncă
- Maşini de divizat epruvete
- Maşini de încercat duritatea
- Ciocane de rezilienţă
- Maşini de încercat la şocuri repetate sau rotative

Maşini de încercat materiale de construcţie

- Maşini de încercat la compresiune
- Maşini de încercat duritatea prin şoc

Maşini de încercat cauciuc şi materiale plastice

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercarea durităţii
- Ciocan de rezilienţă
- Maşini pentru determinarea plasticităţii sau a fluajului
- Maşini de încercarea elasticităţii
- Maşini de încercare la frecare (uzură)
- Dynstat, maşini de încercare la oboseală prin îndoire
- Maşini de încercat rezistenţa la lipire
- Maşini de încercat rezistenţa la căldură, aparate cu ac, tip Vicat
- Aparate cu bară incandescentă

Maşini de încercat hîrtia

- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat rezistenţa la plesnire
- Maşini de încercare la dublu falţ
- Maşină de format şi uscat coli de hîrtie
  Maşină de încercat la îndoire repetată
- Maşini de încercat satinarea
- Maşini de încercat capacitatea de absorbţie
- Maşini de încercat la permeabilitate
- Aparat de lovire şi de divizare
- Maşini de încercat la imprimare
- Aparate de verificat grosimea
- Aparat de încercat la presiune
- Maşini de încercarea încleierii

Maşini de încercat pentru textile

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercare la plesnire
- Maşini de măsurat grosimea

Aparate de vibraţii

- Maşini de echilibrat pînă la 1 000 kg
  Maşini de echilibrat cu roată
- Standuri de încercare la vibraţii pînă la frecvenţa de 1 000 Hz
- Mese vibratoare cu 3 componente
- Standuri de încercare la şoc
- Maşini de măsurat acceleraţia limită
- Aparate de măsurat universale

VEB WERKSTOFF-PRÜF-MASCHINEN LEIPZIG

VEB THÜRINGER INDUSTRIE-WERK RAUENSTEIN

Deutsche Export- und Importgesellschaft mbH Feinmechanik-Optik

Feinmechanik-Optik

102 Berlin Schicklerstr 7
Republica Democrată Germană

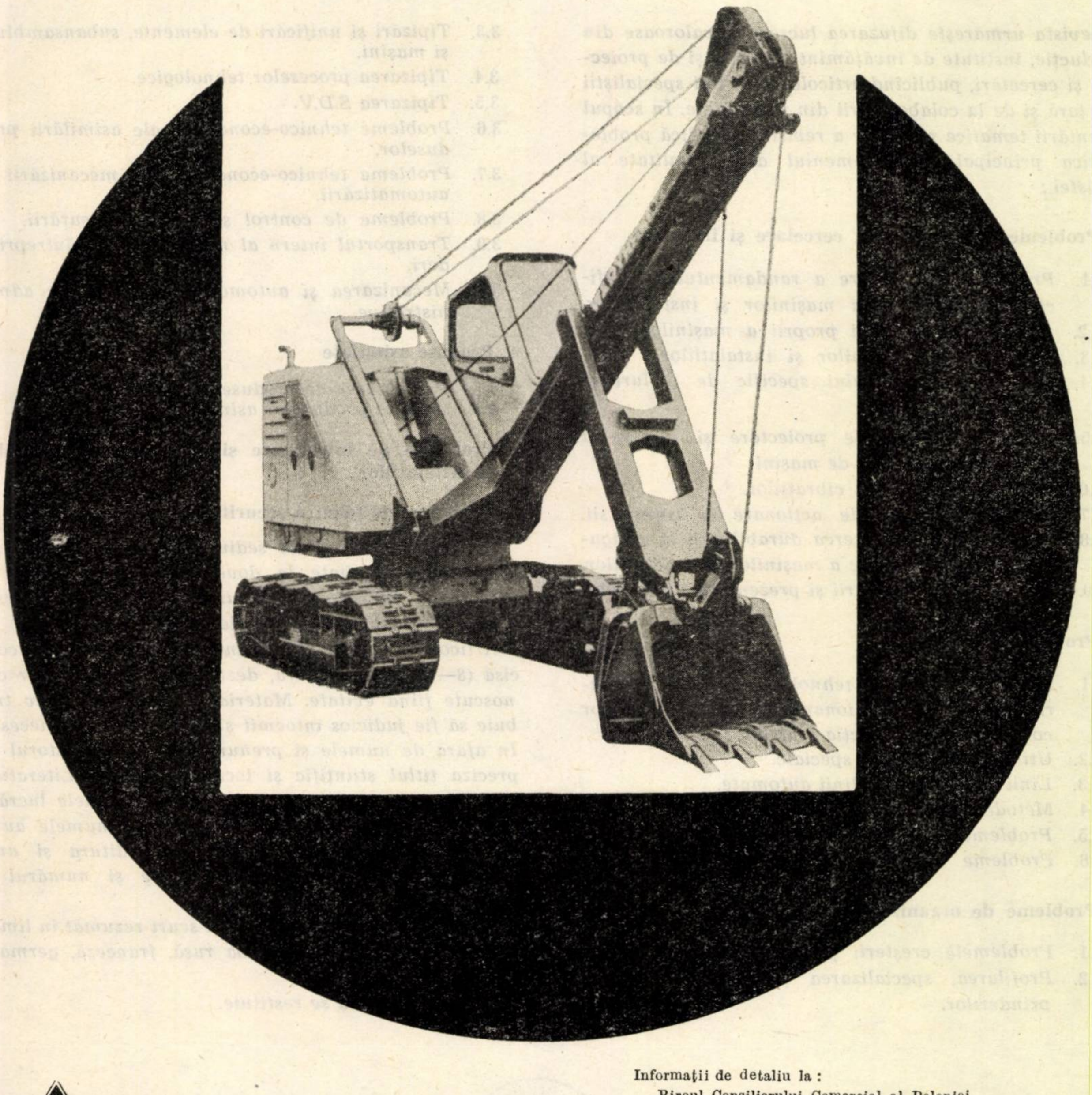
EXCAVATOR KM-251 – WARYNSKI

Această mașină posedă o cupă de 0,25 m lățime. Este foarte utilizată în cadrul lucrărilor de terasare, în lucrările de ameliorări funciare, de drenare (săpare a șanțurilor), în industria construcțiilor și pentru operații de încărcare și descărcare.

Se distinge prin :
- construcție modernă,
- randament ridicat,
- cheltuieli de exploatare reduse,
- greutate redusă și aspect exterior estetic,
- construcție solidă și compactă.

Calități caracteristice :
- posibilitatea de a utiliza 7 tipuri diferite de unelte,
- posibilitatea de adaptare a roților la exploatare în terenuri slabe,
- manipulare ușoară datorită sistemelor hidraulice de comandă,
- separarea cabinei excavatoristului de celelalte părți superioare ale mașinii,
- montarea levierelor de comandă pe rulmenți cu ace,
- ungerea mecanismelor prin instalație centralizată,
- posibilitatea de exploatare indiferent de sezon, ziua ca și noaptea,
- se livrează cu un motor HA3 de 22 CP sau cu motor 2KVD.

Echipamente :
1 – echipament pentru cupă inversă de 0,25 m³,
2 – echipament pentru cupă dreaptă de 0,25 m³,
3 – echipament pentru șanțuri adînci, cu cupă de 0,25 m³,
4 – echipament de nivelare de 0,25 m³ capacitate,
5 – echipament de refulare – 0,25 m³,
6 – echipament de graifer de 0,20 m³ capacitate,
7 – săgeată de ridicare pentru 7 tf sarcină maximă, de 7,9 m pînă la 11,5 m lungime.



Informații de detaliu la :
Biroul Consilierului Comercial al Poloniei
Bdul. Aviatorilor nr. 24
BUCUREȘTI

POLIMEX

Exportator exclusiv : POLIMEX
Societatea poloneză pentru exportul și importul mașinilor – S.A.R.L.
VARȘOVIA CZACKIEGO 7/9/11
telefon 269491 telex 81274 81271 telegrame POLIMEX, Warszawa

ÎN ATENȚIA CITITORILOR

Revista urmărește difuzarea lucrărilor valoroase din producție, institute de învățămînt superior și de proiectări și cercetări, publicînd articole de la toți specialiștii din țară și de la colaboratorii din străinătate. În scopul orientării tematice raționale a revistei se indică problematica principală din domeniul de specialitate al revistei :

1. Probleme de construcție, cercetare și încercări

1.1. *Probleme de ridicare a randamentului și eficienței economice a mașinilor și instalațiilor.*
1.2. *Micșorarea greutății proprii a mașinilor.*
1.3. *Modernizarea mașinilor și instalațiilor.*
1.4. *Reducerea consumului specific de oțeluri și metale neferoase.*
1.5. *Metode moderne de proiectare și alegere a organelor principale de mașini.*
1.6. *Probleme de tehnica vibrațiilor.*
1.7. *Sisteme moderne de acționare și transmisii.*
1.8. *Metode pentru creșterea durabilității și a siguranței de funcționare a mașinilor și instalațiilor.*
1.9. *Problemele arhitecturii și prezentării produselor.*

2. Probleme tehnologice

2.1. *Metodele calculelor tehnologice pentru regimurile optime de funcționare, executarea formelor complexe și construcția sculelor.*
2.2. *Utilizarea mașinilor speciale.*
2.3. *Linii tehnologice și linii automate.*
2.4. *Metode pentru acoperirea suprafețelor.*
2.5. *Probleme de sudură.*
2.6. *Probleme de tehnologia materialelor plastice.*

3. Probleme de organizarea și economia producției

3.1. *Problemele creșterii productivității muncii.*
3.2. *Profilarea, specializarea și cooperarea întreprinderilor.*
3.3. *Tipizări și unificări de elemente, subansambluri și mașini.*
3.4. *Tipizarea proceselor tehnologice.*
3.5. *Tipizarea S.D.V.*
3.6. *Probleme tehnico-economice ale asimilării produselor.*
3.7. *Probleme tehnico-economice ale mecanizării și automatizării.*
3.8. *Probleme de control și tehnica măsurării.*
3.9. *Transportul intern al materialelor în întreprinderi.*
3.10. *Mecanizarea și automatizarea lucrărilor administrative.*

4. Produse asimilate

4.1. *Prezentarea de produse asimilate.*
4.2. *Analiza produselor asimilate.*

5. Probleme de întreținere și exploatare a mașinilor și instalațiilor

6. Probleme de tehnica securității muncii

Articolele se trimit la sediul revistei, în trei exemplare, dactilografiate la două rînduri. Formulele se scriu citeț, cu cerneală. Figurile și graficele se desenează eventual în tuș pe hîrtie de calc.

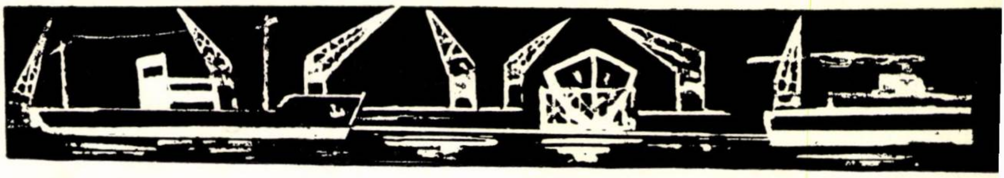
Articolele se redactează într-o formă cît mai concisă (8—10 pag.) și clară, dezvoltările problemelor cunoscute fiind evitate. Materialul grafic ilustrativ trebuie să fie judicios întocmit și în număr strict necesar. În afară de numele și prenumele complet, autorul va preciza titlul științific și locul de muncă. Literatura folosită și citată în text se va insera la finele lucrării sub formă de bibliografie, indicîndu-se numele autorului, titlul lucrării, tomul, locul, editura și anul apariției, pentru reviste arătîndu-se și numărul și paginile.

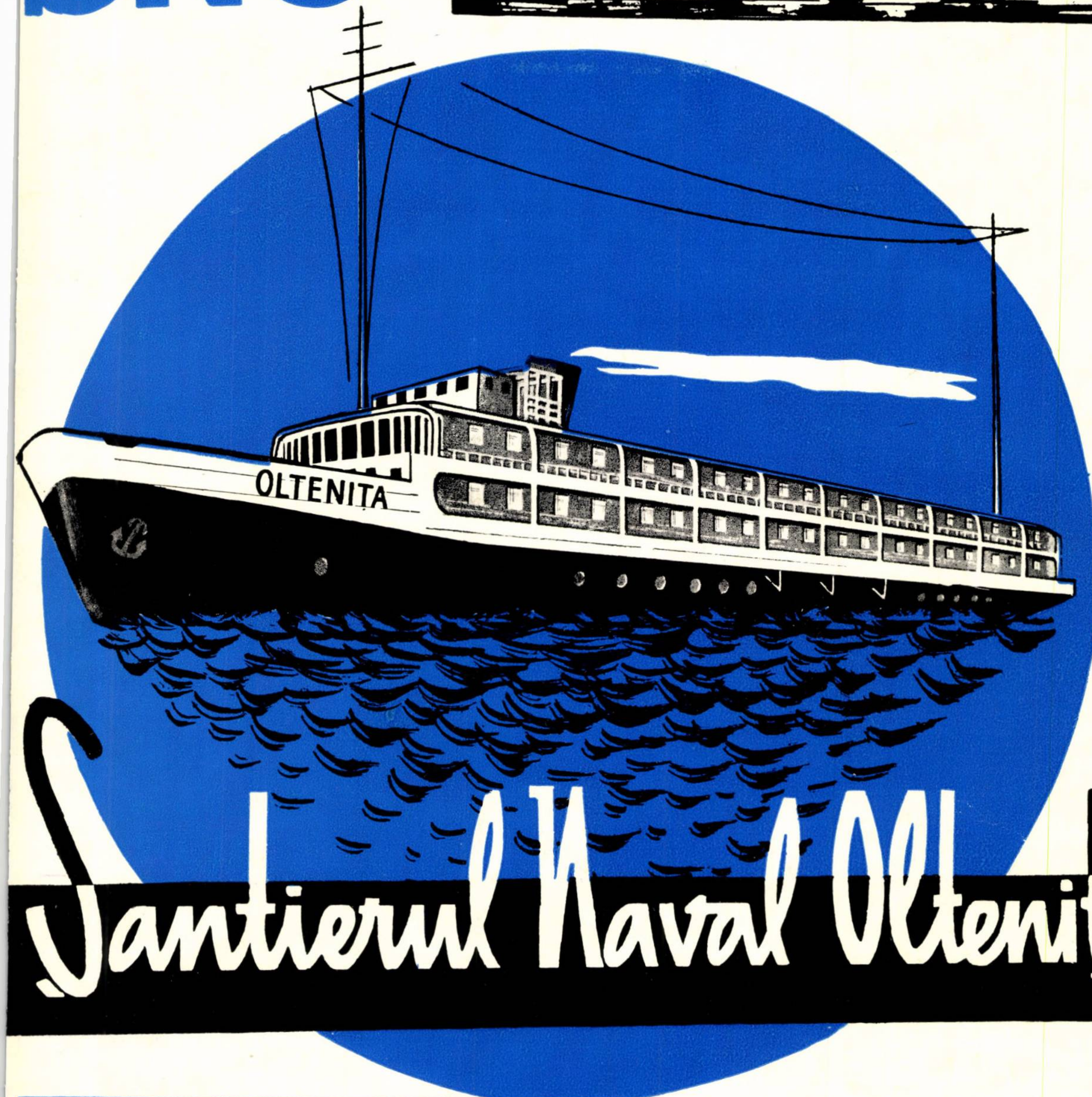
Lucrările vor fi însoțite de un scurt rezumat în limba romînă (eventual și în limba rusă, franceză, germană și engleză).

Manuscrisele nu se restituie.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1983

SNO





Șantierul Naval Oltenița

construiește:

PASAGERE FLUVIALE
REMORCHERE 150-2200 C.P.
DRĂGI MARITIME
MOTONAVE 2000 t
ȘLEPURI 1000 t

MARCĂ UZINA VULCAN BUCUREȘTI INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43

E 3279

REFERÁLVA

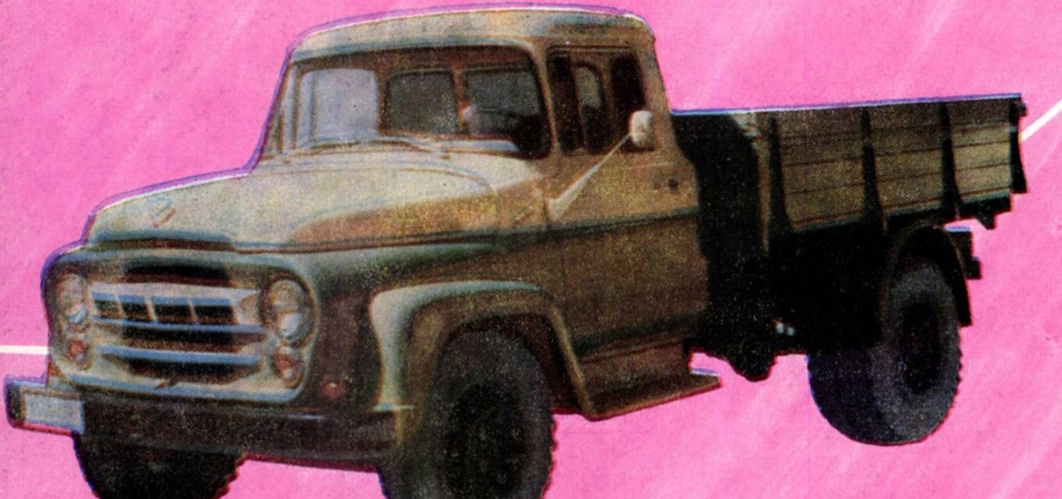
R

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

2

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVII • Nr. 2 • FEBRUARIE 1965

carpați
bucegi



Uzinele de autocamioane
STEAGUL ROȘU
Brașov - Strada Poienelor Nr. 5
Telefon 63-10

UNIVERSAL-650
UTB

Uzina TRACTORUL BRAȘOV

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

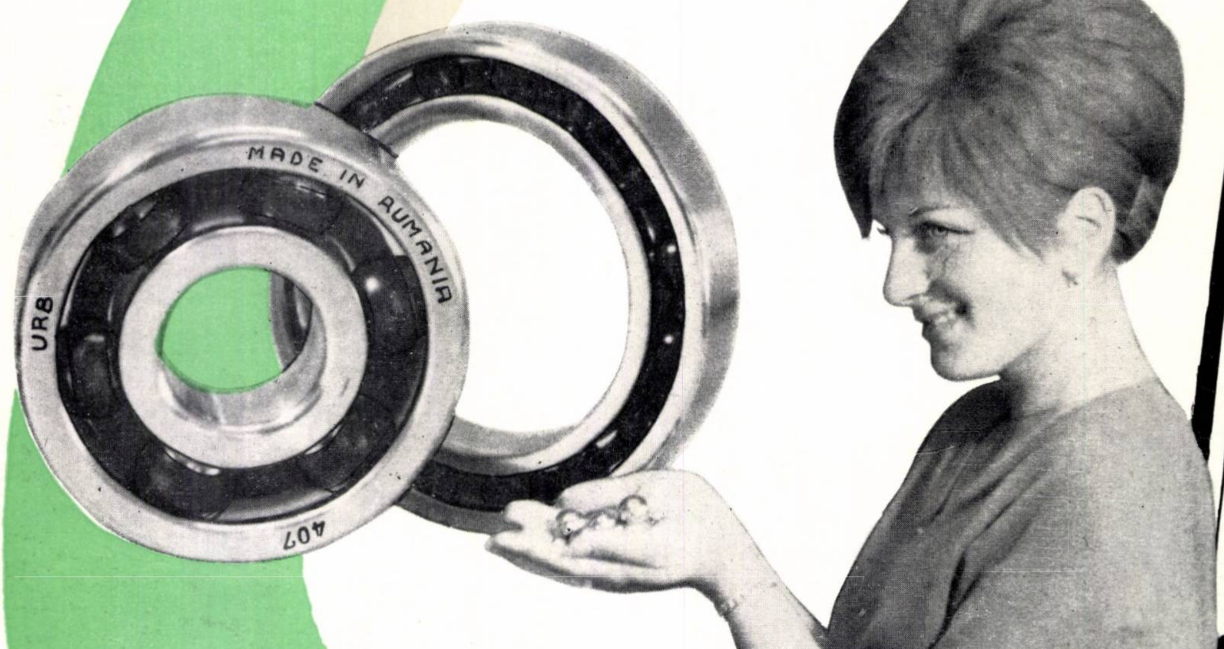
Rețineți

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MONDIALE:

- RULMENȚI RADIALI CU BILE
- RULMENȚI CU ROLE CONICE
- RULMENȚI CU ACE
- RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN
- RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI
- BILE
- ROLE ACE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE



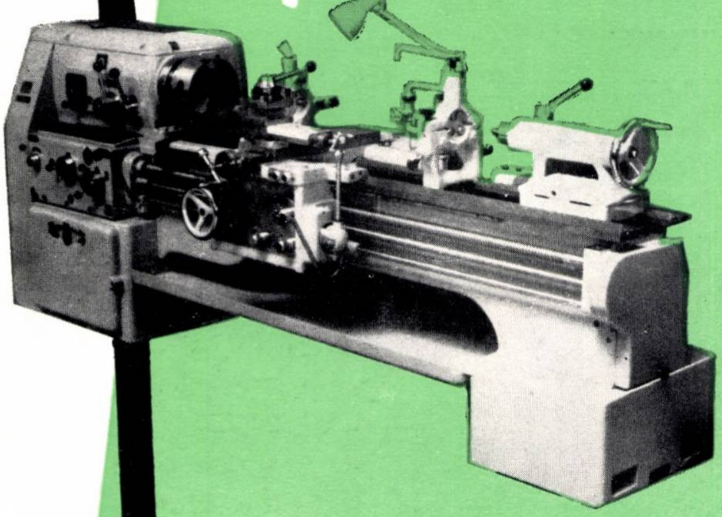
UZINA RULMENTUL BRAȘOV

STR. PODULUI Nr. 2 ● TELEF.: 6641
TELEX 012245

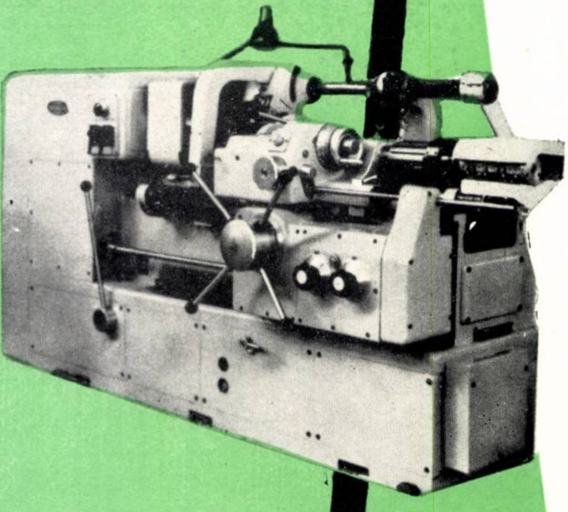
E 3279

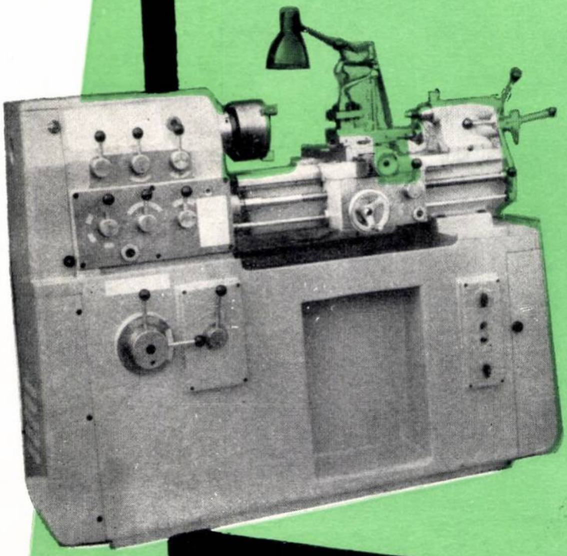
UZINA DE STRUNGURI ARAD

produce:



- **Strunguri normale: SN—250, SN—320, SN—400, SN—630 şi SN—800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500, 750, 750—1 000 —1 500, 2 000 şi 3 000 mm; turaţia: 63—2 800, 31,5—1 600, 12—1 500, 12—1 050, 12—1 050; puterea: 2,2, 3, 5, 5/7,5, 11/18, 11/18 kW.
- **Strunguri revolver: SRO—25, SRV—25, SRO—40 şi SRV—40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm; turaţia 112—2 800, 112—2 800, 56—2 800 şi 45—2 240 rot/min; puterea: 3 şi 7,5 kW.





UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

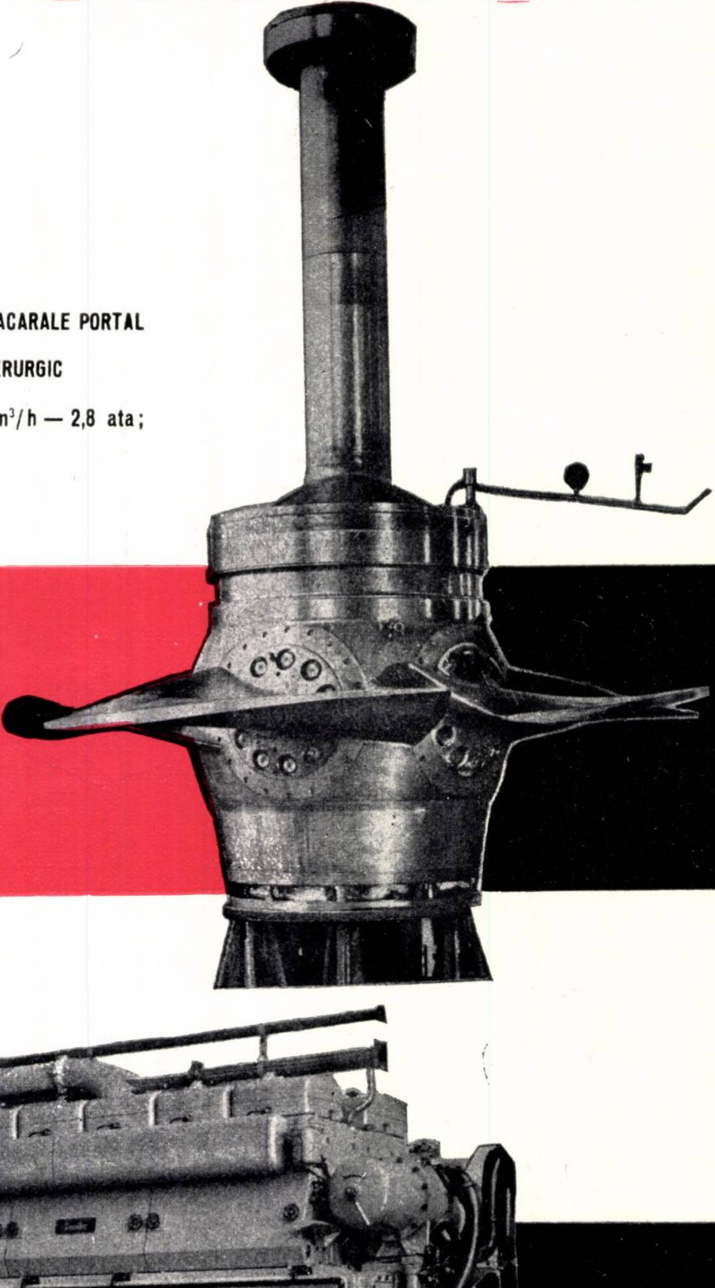
UZINA DE CONSTRUCTII DE MAŞINI REŞIŢA

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

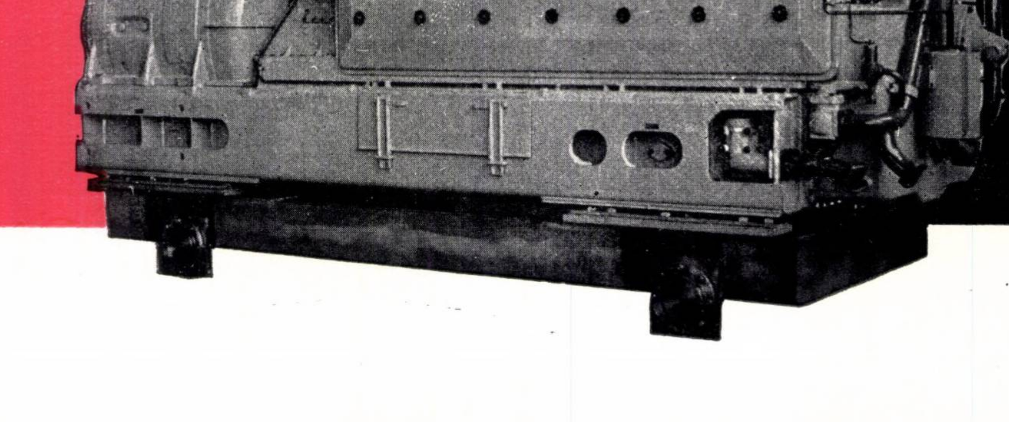
UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm³/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm³/h — 2,8 ata;
140 000 Nm³/h — 3,5 ata.

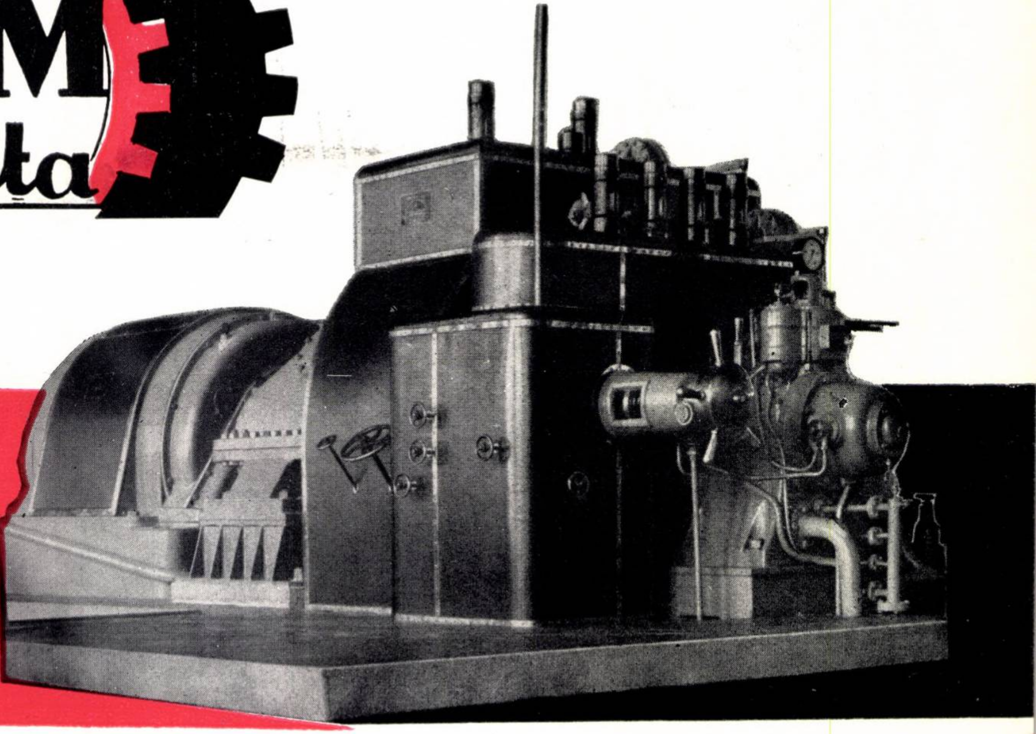


TURBINE HIDRAULICE

MOTOR DIESEL de 2300 CP şi 750 rot/min
pentru locomotive Diesel electrice de 2100 CP

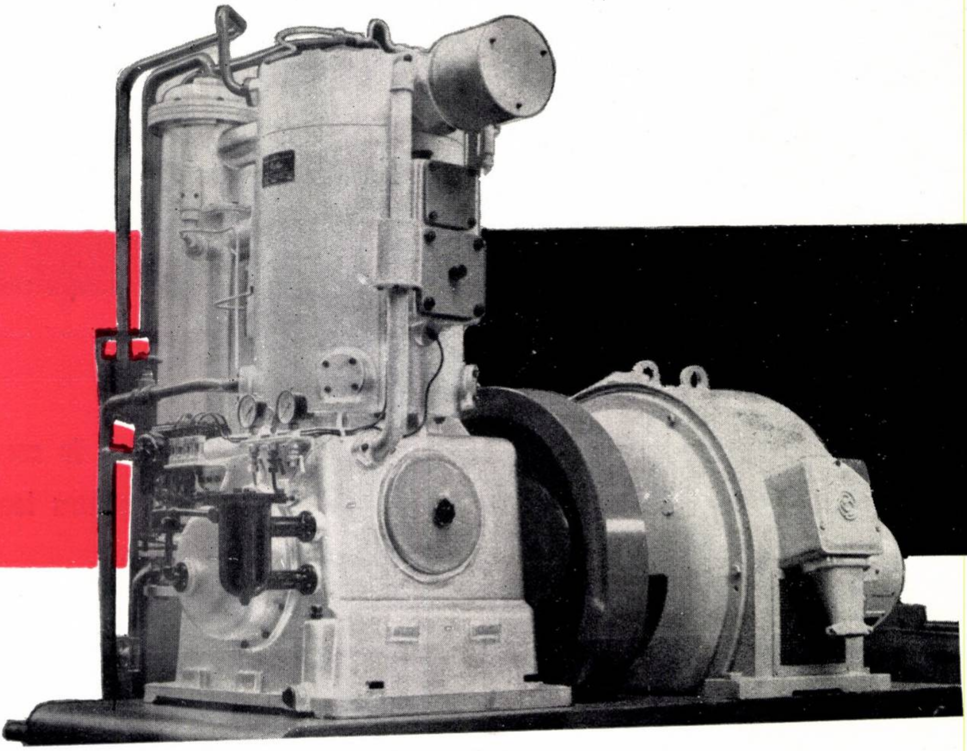


UCM Resita



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW

- cu condensație
- cu priză
- cu contrapresiune



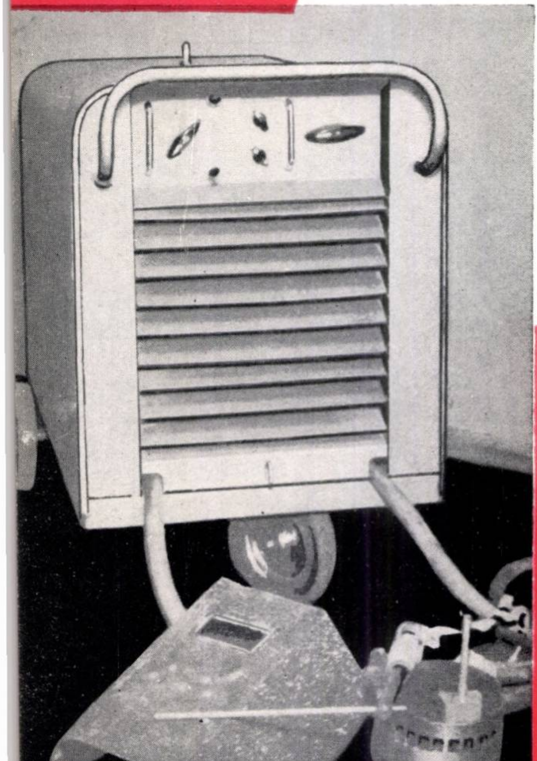
COMPRESOARE DE AER

- 1 V — 15/7
- 2 V — 30/7
- 3 V — 45/7

M I C M

I C P E

Institutul de cercetare și proiectare pentru industria electrotehnică



Primește comenzi de cercetare și proiectare, cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din țară.

Institutul execută studii, încercări, omologări și execuții de prototipuri din domeniul mașinilor și transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă și înaltă tensiune, acționărilor electrice, schemelor complexe electrice și electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu mașini electronice, materialelor electrotehnice, cum și proiectări pentru uzine și fabrici cu acest profil.

BUCUREȘTI, BD. T. VLADIMIRESCU Nr. 45
TELEFON 16.41.40 — 16.41.48

TIMIŞOARA

UZINELE MECANICE TIMIŞOARA

PRODUCE:

- Poduri rulante de 5—35 t
- Motoîncărcătoare de 3 t
- Maşini de prelucrat tablă
- Utilaje pentru industria alimentară
- Motopompe de stins incendii

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere. scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată

PROGRESUL

BRĂILA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, FEBRUARIE 1965, Nr. 2

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CUPRINS

Grünwald, B. : **Studiul procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie pe baza unui model fizic al propagării flăcării turbulente.** 57–63

Safta, V. și *Bernath, A.* : **Metode de determinare rapidă a rezistenței la oboseală.** 64–72

Constantinescu, I. N și *Darabont, A.* : **Calculul energetic al perforatoarelor cu distribuția prin piston.** 73–87

Stăncioiu, I. : **Eficiența economică a asimilării producției de serie a unor mașini noi în cazul abandonării fabricației de mașini demodate.** 87–91

Wangorek, C. : **Unele particularități ale fabricației turboambreiajelor echipate cu angrenaje Novikov.** 92–94

Ivăneanu, C. : **Rezistența la strivire prin torsiune a unei bare prismatice.** 95–97

Sălcudean, M. : **Unele considerații asupra aplicării sistemelor hidropneumatice la mașini-unelte.** 97–102

Masaki Watanabe și *Seiichi Kaga* : **Relația dintre încercările la presiune hidraulică și presiune cu gaz pentru ruperea fragilă a vaselor de presiune.** 103–106

DOCUMENTARE 107–114

RECENZII 115–117

INFORMAȚII 118

REVISTA REVISTELOR 119

Redactori responsabili : prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. P. R.
și conf. ing. M. SOARE
Redactor : ing. E. PETRESCU

CZ 621.434.019 : 536.463.001.57

Grünwald, B. : **Studiul procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie pe baza unui model fizic al propagării flăcării turbulente.**

Se prezintă un sistem de ecuaţii stabilite pe baza unui model fizic original al propagării flăcării turbulente în motorul cu aprindere prin scînteie, permiţînd analizarea procesului de ardere într-un mod nou.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 57–63

CZ 621.81 : 620.178.3

Safta, V. şi *Bernath, A.* : **Metode de determinare rapidă a rezistenţei la oboseală.**

Se realizează o prezentare critică a metodelor rapide pentru determinarea rezistenţei la oboseală.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 64–72

CZ 622.233.52–85

Constantinescu, I. N. şi *Darabont, A.* : **Calculul energetic al perforatoarelor cu distribuţia prin piston.**

Se stabilesc bazele teoretice de calcul pentru perforatoarele cu distribuţia prin piston.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 73–87

CZ 621 : 338.062.172

Stăncioiu, I. : **Eficienţa economică a asimilării producţiei de serie a unor maşini noi în cazul abandonării fabricaţiei de maşini demodate.**

Se prezintă metodica de calcul al eficienţei economice în cazul asimilării producţiei de serie a unor maşini noi în locul fabricaţiei unor maşini demodate.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 87–91

CZ 621.838.2 : 621.831

Wanyorek, C. : **Unele particularităţi ale fabricaţiei turboambreiajelor echipate cu angrenaje Novikov.**

Se evidenţiază aspectele tehnologice particulare ale fabricaţiei turboambreiajelor cu angrenaje tip Novikov.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 92–94

CZ 621.882.087 : 539.385

Ivăneanu, C. : **Rezistenţa la strivire prin torsiune a unei bare prismatice.**

Se propune aplicarea teoriei solicitării penelor prin sarcini concentrate la strivirea prin torsiune a barelor prismatice.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 95–97

CZ 621.9–82–85 : 621–52

Sălcudean, M. : **Unele consideraţii asupra aplicării sistemelor hidropneumatice la maşini-unelte.**

Se analizează principiul funcţional, trecîndu-se în revistă aspectele constructive ale sistemelor hidropneumatice utilizate în cadrul automatizării maşinilor-unelte.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 97–102

CZ 621.642–186.5 : 620.162.4

Masaki Watanabe şi *Seiichi Kaga* : **Relaţia dintre încercările la presiune hidraulică şi presiune cu gaz pentru ruperea fragilă a vaselor de presiune.**

Se prezintă un nou procedeu în cadrul metodei de încercare cu presiune de gaz a vaselor de presiune.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 103–106

DIN NUMĂRUL VIITOR

Iliescu, C. şi *Boncoi, G.* : **O nouă metodă de calcul al dimensiunilor părţilor active ale sculelor matriţelor de ambutisare.**

Reşetov, D. : **Căile de mărire a siguranţei şi durabilităţii maşinilor**

Creţulescu, C. : **Ungerea utilajelor la temperaturi înalte şi foarte înalte.**

Munteanu, M. : **Asupra dimensionării arcurilor elicoidale la sitele vibratoare cu volant de inerţie.**

Borch, V. : **Planificarea lunară a producţiei prin metoda programării liniare.**

Forje, A. : **Asupra problemelor de radiografiere a sudurilor extrase din documentele anuale I.I.S. de la Praga, iulie** 1964.

Petre, N. : **Consideraţii privind proiectarea cardelor de mare productivitate.**

Revista Construcţia de Maşini, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu. Telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament : M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — cont 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informaţia“, str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti. c 208

41 023

ДК 621.434.019 : 536.463.001.57

Грюнвальд, Б.: **Исследование процесса сгорания в двигателе искрового зажигания с помощью физической модели распространения турбулентного пламени.**

Предлагается ряд уравнений установленных с помощью оригинальной физической модели распространения турбулентного пламени в двигателе искрового зажигания, позволяющих провести анализ процессов сгорания новым способом.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 2, СТР. 57–63

ДК 621.81 : 620.178.3

Сафта, В. и *Бернат, А.:* **Скоростные методы определения устойчивости на усталость.**

Дается критическое изложение скоростных методов определения устойчивости на усталость.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 2, СТР. 64–72

ДК 622.233.52-85

Константинеску, И.Н. и *Дарабонт, А.:* **Энергетический расчет перфораторов с поршневым распределением.**

Уточняются теоретические основы расчета перфораторов с поршневым распределением.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 2, СТР. 73–87

ДК 621 : 338.062.172

Станчою, И. : **Экономическая эффективность внедрения серийного производства новых станков в случае отказа от выпуска устарелых моделей.**

Дается описание метода расчета экономической эффективности, достигаемой освоением серийного производства новых станков вместо выпуска станков устарелых конструкций.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 2, СТР. 87–91

ДК 621.838.2 : 621.831

Ваниорек, К.: **Ряд особенностей изготовления турбосцеплений, оснащенных передачами конструкции Новикова.**

Рассматриваются особые технологические вопросы производства турбосцеплений с передачами типа Новикова.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 2, СТР. 92–94

ДК 621.882.087 : 539.385

Иваняну, К.: **Сопротивление призматического бруска на сплющивание скручиванием.**

Предлагается применение теории напряжения клиньев концентрированными нагрузками при торсионном скручивании призматических брусьев.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 2, СТР. 95–97

ДК 621.9–82–85 : 621–52

Сэлкудян, М.: **Ряд соображений относительно применения гидропневматических систем на станках.**

Проводится анализ функционального принципа, причем делается обзор конструктивных аспектов гидропневматических систем, применяемых при автоматизации станков.

Construcţia de Maşini 17 (1965), №, 2, СТР. 97–102

ДК 621.642–186.5 : 620.162.4

Масаки Ватанабе и *Сеики Кага:* **Соотношение между испытаниями гидравлическим и газовым давлением на хрупкий разрыв напорных сосудов.**

Предлагается новый метод испытания напорных сосудов при помощи газового давления.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 2, СТР. 103–106

DK 621.434.019 : 536.463.001.57

Grünwald, B. : **Untersuchung des Verbrennungsprozesses im Motor mit Funkenzündung auf Grund eines physischen Modells der Verbreitung der Wirbelflamme.**

Der Verfasser gibt ein Gleichungssystem, das auf Grund eines physischen Modells der Verbreitung der Wirbelflamme im Ottomotor festgelegt wurde und eine neuartige Analyse des Verbrennungsprozesses gestattet.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 57–63

DK 621.81 : 620.178.3

Safta, V. und *Bernath, A.* : **Schnellverfahren zur Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit.**

Der Aufsatz enthält eine kritische Darlegung der Schnellverfahren zur Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 64–72

DK 622.233.52 – 85

Constantinescu, I. N. und *Darabont, A.* : **Energetische Berechnung der Bohrhämmer mit Kolbensteuerung.**

Es werden die theoretischen Grundlage für die Berechnung der Bohrhämmer mit Kolbensteuerung festgelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 73–87

DK 621 : 338.062.172

Stăncioiu, I. : **Die Wirtschaftlichkeit der Aufnahme der Serienproduktion von neuen Maschinen nach Aufgeben der Herstellung veralterter Maschinentypen.**

Es wird die Berechnungsweise des wirtschaftlichen Nutzeffektes der Aufnahme der Serienfertigung von neuen Maschinen anstelle veralterter Maschinen dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 87–91

DK 621.838.2 : 621.831

Wanyorek, C. : **Einige Eigenheiten des Baus von Turbokupplungen, die mit Nowikow-Getrieben ausgerüstet sind.**

Es werden die kennzeichnenden technologischen Aspekte der Herstellung von Turbokupplungen mit Nowikow-Getrieben erörtert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 92–94

DK 621.882.087 : 539.385

Ivăneanu, C. : **Druckfestigkeit einer prismatischen Stange durch Torsion.**

Der Verfasser schlägt die Anwendung der Belastungstheorie der Keile durch konzentrische Bruchbelastung an der Druckfestigkeit durch Torsion der prismatischen Stangen vor.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 95–97

DK 621.9 – 82 – 85 : 621 – 52

Sălcudean, M. : **Einige Betrachtungen über die Anwendung der hydropneumatischen Systeme bei Werkzeugmaschinen.**

Es wird das Betriebsprinzip analysiert und die baulichen Aspekte der hydropneumatischen Systeme dargelegt, die bei der Automation der Werkzeugmaschinen Verwendung finden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 97–102

DK 621.642 – 186.5 : 620.162.4

Masaki Watanabe und *Seiichi Kaga* : **Das Verhältnis zwischen den Prüfungen des hydraulischen und des Gasdrucks für den Bruch der Druckbehälter.**

Es wird ein neues Verfahren im Rahmen der Prüfmethode des Gasdrucks der Druckbehälter dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 2, S. 103–106

CD 621.434.019 : 536.463.001.57

Grünwald, B. : **L'étude du processus de la combustion dans le moteur à allumage par étincelle, sur la base d'un modèle physique de la propagation de la flamme turbulente.**

On présente un système d'équations établies sur la base d'un modèle physique original de la propagation de la flamme turbulente dans le moteur à allumage par étincelle, ce qui permet d'analyser selon une méthode nouvelle le processus de la combustion.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 57–63

CD 621.81 : 620.178.3

Safta, V. et *Bernath, A.* : **Méthodes pour déterminer rapidement la résistance à la fatigue.**

Les auteurs passent en revue et examinent les méthodes rapides pour déterminer la résistance à la fatigue.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 64–72

CD 622.233.52–85

Constantinescu, I. N. et *Darabont, A.* : **Le calcul énergétique des perforateurs à distribution à piston.**

On établit les bases théoriques du calcul des perforateurs à distribution à piston.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 73–87

CD 621 : 338.062.172

Stăncioiu, I. : **L'efficacité économique de l'adoption d'une production en série de machines nouvelles comparée à la construction des machines de type périmé.**

L'auteur expose la méthode de calcul de l'efficacité économique de l'adoption d'une production en série de machines nouvelles par rapport aux machines de type périmé.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 87–91

CD 621.838.2 : 621.831

Wangorek, C. : **Quelques particularités de la fabrication des turboembrayages équipés avec des engrenages Novikov.**

On souligne les aspects technologiques particuliers de la fabrication des turboembrayages à engrenages Novikov.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 92–94

CD 621.882.087 : 539.385

Ivăneanu, C. : **La résistance d'une barre prismatique à l'écrasement par torsion.**

On propose l'application de la théorie de la sollicitation des clavettes par des charges concentrées à l'écrasement par torsion des barres prismatiques.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 95–97

CD 621.9–82–85 : 621–52

Sălcudean, M. : **Considérations sur l'application des systèmes hydropneumatiques aux machines-outils.**

En examinant les aspects constructifs des systèmes hydropneumatiques utilisés dans l'automatisation des machines-outils, l'auteur étudie le principe fonctionnel de ces systèmes.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 97–102

CD 621.642–186.5 : 620.162.4

Masaki Watanabe et *Seiichi Kaga* : **La relation entre l'essai à la pression hydraulique et l'essai à la pression à gaz pour la rupture fragile des vases de pression.**

On décrit un procédé nouveau se rapportant à la méthode d'essai à la pression à gaz des vases de pression.

Constructia de Maşini 17 (1965), no. 2, p. 103–106

DC 621.434.019 : 536.463.001.57

Grünwald, B. : **Studying the combustion process in spark-ignition engines on the basis of a physical model of turbulent flame propagation.**

The author presents a system of equations established on the basis of an original physical model of turbulent flame propagation in spark-ignition engines allowing a new approach of the combustion process.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 57–63

DC 621.81 : 620.178.3

Safta, V. and *Bernath, A.* : **Rapid determination methods of fatigue strength.**

A critical presentation of the rapid methods of determining the fatigue strength is provided.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 64–72

DC 622.233.52–85

Constantinescu, I. N. and *Darabont, A.* : **The energetic calculus of drilling machines with piston valve gear.**

The theoretical calculation bases for drilling machines with piston valve gear are established.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 73–87

DC 621 : 338.062.172

Stăncioiu, I. : **The economic efficiency of the assimilation of the serial production of new machines as an alternative for the fabrication of obsolete machines.**

The way of calculating the economic efficiency of the assimilation of the serial production of new machines instead of manufacturing obsolete machines is pointed out.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 87–91

DC 621.838.2 : 621.831

Wangorek, C. : **Some peculiarities of the production of turboclutches designed with Novikov gears.**

Some technological features peculiar to the manufacture of turboclutches with Novikov-type gears are described.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 92–94

DC 621.882.087 : 539.385

Ivăneanu, C. : **The resistance to torsion crushing of a prismatic bar.**

The application of the theory of wedge stress by concentrated loads to the torsion crushing of prismatic bars is suggested.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 95–97

DC 621.9–82–85 : 621–52

Sălcudean, M. : **Some considerations concerning the application of hydropneumatic systems to the machine-tools.**

The functional and constructive aspects of the hydropneumatic systems connected with the automation of machine tools are analysed.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 97–102

DC 621.642–186.5 : 620.162.4

Masaki Watanabe and *Seiichi Kaga* : **The relation between the hydraulic and gas pressure tests for the brittle breaking of pressure vessels.**

A new technique connected with gas-pressure testing method of pressure vessels is presented.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 2, p. 103–106

CONSTRUCTIA DE MASINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, FEBRUARIE 1965, Nr. 2

CZ 621.434.019:536.463.001.57

Studiul procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie pe baza unui nou model fizic al propagării flăcării turbulente

BERTHOLD GRÜNWALD

În motorul cu aprindere prin scînteie, arderea combustibilului este determinată de două fenomene principale: apariţia flăcării şi propagarea ei. Caracteristica fundamentală a arderii normale o constituie cuprinderea treptată a amestecului de către flacăra turbulentă, datorită capacităţii ei de propagare continuă a aprinderii în straturi succesive.

Cercetările numeroase, care au fost întreprinse în vederea descifrării calitative şi cantitative a fenomenului de propagare a flăcării turbulente în motor, s-au concentrat, îndeosebi, asupra vitezei de propagare a flăcării turbulente, ţinînd seamă de importanţa hotărîtoare pe care o are durata propagării pentru mărirea turaţiei motorului, cum şi pentru combaterea detonaţiei. Din această cauză aproape a fost neglijată una dintre principalele caracteristici ale flăcării turbulente, şi anume desfăşurarea transformărilor chimice într-o zonă de mare adîncime.

Studiul zonei de ardere atît sub aspectul dimensiunilor geometrice, cît şi sub cel cinetic prezintă interes din două puncte de vedere. Pe de o parte, nu este posibilă elaborarea unei teorii unitare a flăcărilor turbulente fără a fi în posesia unui număr suficient de informaţii privind transformările fizico-chimice din spatele frontului de aprindere, pe de altă parte, din punct de vedere practic, prezintă importanţă viteza de degajare a căldurii rezultate prin ardere; ori, cu cît este mai mare adîncimea zonei de ardere, cu atît se eliberează o cantitate mai mică de căldură tocmai în acea parte a ciclului în care eficienţa transformărilor ei în lucru mecanic este maximă.

Importanţa pe care o prezintă, îndeosebi pentru economicitatea motorului, prezenţa reacţiilor de ardere într-o zonă largă a determinat pe autor să caute o cale de evaluare a proceselor care au loc în flacăra turbulentă [17], [18], [19], [20].

În acest scop autorul şi-a propus să caracterizeze fenomenele din flacără prin două mărimi diferite: viteza de cuprindere a amestecului de către flacără (viteza masică de propagare) şi viteza de consum a combustibilului în reacţie (viteza de ardere efectivă). De aici a apărut necesitatea înlocuirii conceptului clasic de front de flacără cu unul nou, numit front de aprindere.

S-au evidenţiat astfel unele aspecte noi ale procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie, ceea ce prezintă o importanţă deosebită, atît pentru teorie, cît şi pentru practică.

Definirea principalelor mărimi care caracterizează fenomenul de propagare a flăcării turbulente în motor. În vederea elaborării unei reprezentări a zonei de ardere din flacăra turbulentă au fost confruntate rezultatele experimentale cu modelele fizice actuale ale flăcării turbulente.

Măsurările privind zona de ardere din flacăra turbulentă din motor au arătat că adîncimea zonei de ardere din flacăra turbulentă este de ordinul zecilor de milimetri, spre deosebire de adîncimea zonei de reacţie din flacăra laminară, care este de ordinul zecimilor de milimetru.

În modelul „laminar" al flăcărilor turbulente transformările chimice din flacără sînt explicate prin mărirea considerabilă a suprafeţei de ardere datorită fie deformării frontului de flacără, fie fărîmiţării lui. Modelul „laminar" duce la concluzia că la străbaterea zonei de ardere în fiecare secţiune a ei trebuie să se reproducă fenomenele din flacăra laminară, întrucît ea reprezintă un ansamblu de flăcări laminare.

Experienţa nu confirmă această concluzie.

Datele experimentale obţinute prin diferite metode de investigaţie (analiza spectrală, analiza chimică a probelor de gaze şi cercetarea curentului de ionizare) vin în evidentă contradicţie cu reprezentarea flăcărilor turbulente pe baza modelului „laminar”.

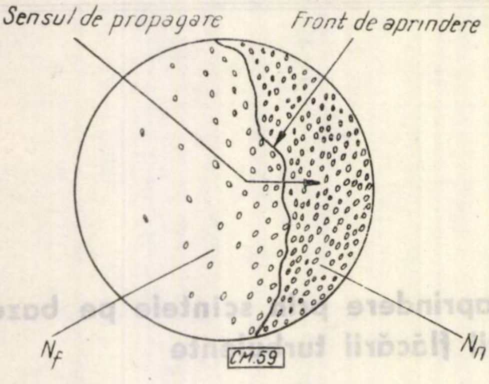


Fig. 1

În anul 1959, A. S. Socolic [39] a propus o reprezentare nouă a flăcărilor turbulente, care consideră zona de ardere ca o succesiune de autoaprinderi.

În modelul autoaprinderii pulsatorii flacăra turbulentă are un caracter statistic. Elementele de volum se autoaprind şi se sting datorită difuziunii turbulente. Elementele de volum care ard (gazele de flacără) interferează, se amestecă cu cele de gaze proaspete; primele se sting prin reducerea temperaturii, ca urmare a amestecării lor cu gazele proaspete, iar ultimele se autoaprind datorită intensificării transferului de căldură şi mai ales de centri activi.

Variaţia concentraţiei de combustibil în adîncimea zonei de ardere apare astfel ca o necesitate: în fiecare secţiune a zonei de ardere numai o fracţiune din substanţa iniţială reuşeşte să intre în reacţie din cauza amestecării continue a gazelor de flacără cu gazele proaspete. Astfel, în fiecare secţiune se stabileşte o concentraţie medie statistică de combustibil, care scade continuu în adîncimea zonei de ardere.

Pe baza datelor experimentale şi a reprezentării flăcării turbulente ca o succesiune de autoaprinderi pulsatorii autorul a elaborat un nou model fizic al propagării flăcării în camera de ardere a unui motor.

La un moment dat extremitatea luminoasă a flăcării dinspre gazele proaspete împarte amestecul în două părţi (fig. 1). *Graniţa luminoasă de separaţie a amestecului nears de restul amestecului, în care sînt iniţiate reacţiile de ardere, se numeşte front de aprindere.* În aceste condiţii, prin flacără turbulentă înţelegem acea zonă luminoasă din spatele frontului de aprindere în care se degajă căldură atît datorită intrării în reacţie a unor cantităţi noi de combustibil, cît şi datorită reacţiilor de desăvîrşire a procesului de oxidare.

Partea de amestec aflată în faţa frontului de aprindere reprezintă *partea nearsă* din amestec; partea din spatele frontului de aprindere reprezintă *partea cuprinsă de flacără.*

În partea de amestec cuprinsă de flacără combustibilul ori a ars complet, ori se găseşte într-un stadiu intermediar de oxidare, ori nici nu a intrat în reacţie. De aceea, la un moment dat, dacă N_f reprezintă numărul de molecule de combustibil din volumul de amestec cuprins de flacără sau aflat în spatele frontului de aprindere, numărul moleculelor de combustibil *care a intrat efectiv în reacţie* N_e este evident mai mic decît N_f sau egal cu N_f, cînd adîncimea zonei de ardere este nulă sau arderea are loc complet în frontul de aprindere (frontul flăcării).

În fiecare moment în camera de ardere se realizează condiţia:

$$N_{cs} = N_f + N_n \tag{1}$$

sau

$$G_s = G_f + G_n, \tag{1'}$$

unde:

N_{cs}, G_s este numărul moleculelor de combustibil, respectiv greutatea amestecului în momentul declanşării scînteii electrice;

G_f — greutatea amestecului din partea cuprinsă de flacără;

N_n, G_n — numărul moleculelor de combustibil, respectiv greutatea amestecului din partea nearsă.

Se notează:

$$x_f = \frac{G_f}{G_s}, \tag{2}$$

astfel încît x_f *reprezintă fracţiunea din amestec cuprinsă de flacără pînă la un moment dat.*

Variaţia parametrului x_f în raport cu timpul se numeşte *legea de propagare.*

Evident:

$$x_f = \frac{N_f}{N_{cs}}. \tag{3}$$

Se notează

$$x_e = \frac{N_e}{N_{cs}}, \tag{4}$$

astfel încît x_e *reprezintă fracţiunea din numărul total de molecule de combustibil care a intrat efectiv în reacţie pînă la un moment dat.*

Variaţia parametrului x_e în raport cu timpul se numeşte *legea de ardere efectivă.*

Evident $x_e \leqslant x_f$.

Diferenţa

$$x_f - x_e = x_i \tag{5}$$

reprezintă o mărime care depinde de adîncimea zonei de ardere.

Variaţia parametrului x_i în raport cu timpul se numeşte *legea de ardere întîrziată.*

Se derivează în raport cu timpul relația (5) :

$$\frac{\mathrm{d}x_f}{\mathrm{d}\tau} - \frac{\mathrm{d}x_e}{\mathrm{d}\tau} = \frac{\mathrm{d}x_i}{\mathrm{d}\tau} \tag{6}$$

sau

$$\frac{\mathrm{d}x_f}{\mathrm{d}\alpha} - \frac{\mathrm{d}x_e}{\mathrm{d}\alpha} = \frac{\mathrm{d}x_i}{\mathrm{d}\alpha}, \tag{6'}$$

unde α este unghiul *RAC*.

Se denumește :

viteza masică de propagare, derivatele :

$$\frac{\mathrm{d}x_f}{\mathrm{d}\tau}, \frac{\mathrm{d}x_f}{\mathrm{d}\alpha};$$

viteza de ardere efectivă, derivatele :

$$\frac{\mathrm{d}x_e}{\mathrm{d}\tau}, \frac{\mathrm{d}x_e}{\mathrm{d}\alpha};$$

viteza de frînare, derivatele :

$$\frac{\mathrm{d}x_i}{\mathrm{d}\tau}, \frac{\mathrm{d}x_i}{\mathrm{d}\alpha}.$$

Relația (6) pune în evidență elementul cel mai caracteristic al flăcării turbulente ; ea arată că din cauza adîncimii zonei de ardere viteza de ardere efectivă rămîne totdeauna în urma vitezei masice de propagare.

Stabilirea ecuației de propagare a flăcării turbulente în motorul cu aprindere prin scînteie. La un moment dat, în camera de ardere frontul de aprindere ocupă poziția F_0 (fig. 2). Amestecul este împărțit în două părți : partea nearsă, cu volumul V_n, și partea parcursă de flacără, cu volumul V_f.

Datorită fenomenului de propagare, în intervalul de timp $\Delta\tau$, frontul de aprindere se deplasează de la stînga la dreapta (sensul ales al propagării) și ocupă poziția F_1.

Se notează cu ΔV_t și se numește tranșă volumul de amestec nears, străbătut de flacără în intervalul de timp $\Delta\tau$.

Pe măsura deplasării frontului de aprindere au loc reacții chimice de ardere cu degajare de căldură, astfel încît la finele intervalului considerat amestecul cuprins în tranșa ΔV_t, avînd o temperatură mai mare decît cea inițială, se va destinde în ambele părți, comprimînd atît amestecul nears, cît și amestecul parcurs de flacără. Notînd cu $\Delta V_t'$ creșterea volumului tranșei în sensul amestecului nears, reducerea de volum a amestecului nears ($-\Delta V_n$) în timpul $\Delta\tau$ va fi :

$$\Delta V_t + \Delta V_t' = -\Delta V_n. \tag{7}$$

Pînă în prezent au fost elaborate următoarele modele de desfășurare a procesului de ardere și destindere a tranșei :

— ardere izocoră cu destindere adiabatică ;
— ardere izobară ;
— ardere izotermă.

Analizînd pe larg aceste modele se ajunge la concluzia că modelul lui Lewis și Elbe (ardere izobară) este mai aproape de realitate, deoarece el îmbină organic fenomenul de ardere cu cel de destindere.

Întrucît la propagarea flăcării turbulente arderea în tranșă este parțială, din cauza adîncimii zonei de ardere se propune corectarea modelului arderii izobare.

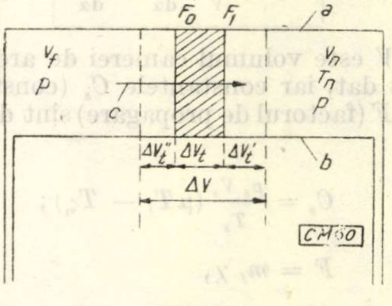


Fig. 2

Fie ecuația de stare a gazelor conținute în tranșă, înainte de ardere :

$$p\,\Delta V_t = M_n\,RT_n, \tag{8}$$

în care :

M_n este numărul de moli de amestec nears prezent în tranșă ;
T_n — temperatura gazelor în tranșă.

Fie ecuația de stare a gazelor în tranșă, după ardere :

$$p\,\Delta V = M_f\,RT_f, \tag{9}$$

în care :

ΔV este volumul tranșei, după dilatare ;
M_f — numărul de moli de gaze arse din tranșă ;
T_f — temperatura flăcării, determinată pe baza bilanțului energetic, la arderea izobară completă sau incompletă a 1 kg de combustibil.

Împărțind cele două ecuații, după transformări, se obține :

$$\frac{\Delta V - \Delta V_t}{\Delta V_t} = \frac{\mu T_f - T_n}{T_n}, \tag{10}$$

în care μ este coeficientul total de variație molară.

Ecuația precizează creștera relativă a volumului tranșei, în cazul arderii izobare și totale. În realitate nu se realizează nici una dintre aceste condiții, de aceea creșterea relativă reală a volumului tranșei va fi mai mică, îndeosebi din cauza arderii parțiale a combustibilului din tranșă. Notînd cu χ *gradul real de creștere relativă a volumului tranșei*, ecuația (10) devine :

$$\frac{\Delta V - \Delta V_t}{\Delta V_t} = \chi\,\frac{\mu T_f - T_n}{T_n}. \tag{11}$$

Dezvoltînd calculele, considerînd arderea şi destinderea succesivă a tranşelor cu comprimarea politropă a părţilor de amestec ars şi nears, se obţine, în final [17], următoarea ecuaţie, care este denumită *ecuaţia de propagare a flăcării turbulente* :

$$\boxed{C_s F \cdot \frac{1}{V} \cdot \frac{\mathrm{d}x_f}{\mathrm{d}\alpha} = \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\alpha}}, \tag{12}$$

în care V este volumul camerei de ardere la un moment dat, iar constantele C_s (constanta iniţială) şi F (factorul de propagare) sînt definite de relaţiile :

$$C_s = \frac{p_s V_s}{T_s} (\mu T_f - T_{\zeta_1}) ; \tag{13}$$

$$F = m_f \chi, \tag{14}$$

în care :

p_s, V_s, T_s reprezintă mărimile de stare ale amestecului în momentul declanşării scînteii electrice ;

T_{ζ_1} — temperatura amestecului la sfîrşitul fazei iniţiale de ardere :

m_f — exponentul politropic mediu de comprimare a părţii de amestec parcursă de flacără, la destinderea tranşei.

Ecuaţia (12) stabileşte o corelaţie directă între viteza masică de propagare $\left(\frac{\mathrm{d}x_f}{\mathrm{d}\alpha}\right)$ şi viteza de creştere a presiunii $\left(\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\alpha}\right)$. Ea precizează o condiţie nouă la propagarea flăcării turbulente în motor, şi anume aceea că în momentul în care presiunea în cilindrul motorului a atins valoarea maximă ($p = p_{max}$ şi $\mathrm{d}p/\mathrm{d}\,\alpha = 0$), viteza masică de propagare se anulează. Aceasta înseamnă că propagarea trebuie să se încheie în acest moment (frontul de aprindere ajunge la perete), deoarece legea de propagare reprezintă o funcţie continuu crescătoare.

Realizarea acestei condiţii în motorul cu aprindere prin scînteie este determinată de mai mulţi factori, dintre care rolul principal îl are variaţia volumului ca rezultat al deplasării pistonului.

Verificarea condiţiei precizate de ecuaţia (12), la finele propagării, reprezintă o chestiune de ordin experimental. În lucrarea [17] au fost strînse la un loc numeroase date experimentale obţinute de diverşi cercetători cu mijloace de investigaţie diferite, care pun în evidenţă tocmai faptul că în momentul atingerii presiunii maxime în motorul cu aprindere prin scînteie frontul de aprindere ajunge la perete.

Stabilirea legilor de ardere efectivă şi de propagare. Desfăşurarea procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scînteie nu poate fi descrisă matematic dacă nu se ţine seamă de latura cinetică a fenomenului. În acest scop au fost făcute numeroase încercări privind îndeosebi motorul cu aprindere prin compresiune.

Una dintre cele mai reuşite încercări de a stabili o lege de ardere a combustibilului în motorul cu aprindere prin scînteie este aceea a lui I. I. Vibe [47].

În stabilirea ecuaţiilor sale, Vibe pleacă de la concepţiile generale ale teoriei reacţiei înlănţuite, ceea ce a determinat pe autor să considere ipotezele şi raţionamentele sale ca fiind foarte valoroase. Vibe nu ţine seamă de particularitatea principală a arderii în motorul cu aprindere prin scînteie (existenţa zonei largi de ardere din flacăra turbulentă). De aceea, preluînd ipotezele şi raţionamentele lui Vibe, autorul a considerat necesar să le dezvolte mai departe, corelîndu-le cu modelul fizic propus de dînsul.

Dezvoltarea calculelor [19] a dus la următoarele ecuaţii care precizează legile de ardere şi vitezele de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie :

$$x_f = 1 - \mathrm{e}^{-6{,}9\,\zeta^{m+1}} ; \tag{15}$$

$$x_e = 1 - \mathrm{e}^{-D\,\zeta^{m+1}} ; \tag{16}$$

$$x_i = \mathrm{e}^{-D\,\zeta^{m+1}} - \mathrm{e}^{-6{,}9\,\zeta^{m+1}} ; \tag{17}$$

$$\frac{\mathrm{d}x_f}{\mathrm{d}\alpha} = \frac{6{,}9\,(m+1)}{\alpha_y - \alpha_s}\,\zeta^m\,\mathrm{e}^{-6{,}9\,\zeta^{m+1}} ; \tag{18}$$

$$\frac{\mathrm{d}x_e}{\mathrm{d}\alpha} = \frac{D\,(m+1)}{\alpha_y - \alpha_s}\,\zeta^m\,\mathrm{e}^{-D\,\zeta^{m+1}} ; \tag{19}$$

$$\frac{\mathrm{d}x_i}{\mathrm{d}\alpha} = \frac{m+1}{\alpha_y - \alpha_s}\,\zeta^m \left[6{,}9\,\mathrm{e}^{-6{,}9\zeta^{m+1}} - D e^{-D\,\zeta^{m+1}}\right] \tag{20}$$

în care :

α_s este unghiul *RAC* în momentul declanşării scînteii electrice ;

α_y — unghiul *RAC* în momentul atingerii presiunii maxime (p_y) în cilindrul motorului ;

ζ — unghiul relativ *RAC* definit prin relaţia :

$$\zeta = \frac{\alpha - \alpha_s}{\alpha_y - \alpha_s} ; \tag{21}$$

α — unghiul *RAC*, momentan, măsurat faţă de p.m. i., la sfîrşitul compresiunii ;

m — constantă, denumită exponent cinetic ;

D — constantă, denumită constantă cinetică.

Întrucît $x_e < x_f$, rezultă $D < 6{,}9$. Dacă adîncimea zonei de ardere este nulă, $D = 6{,}9$ şi cele două legi de ardere devin identice.

Ecuaţiile (15), (16), (17), (18), (19), (20) descriu procesul de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie, ținînd seamă de adîncimea zonei de ardere din flacăra turbulentă.

Cercetarea procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie, pe baza diagramelor presiune-unghi RAC, cu considerarea adîncimii zonei de ardere. Pentru a obține informațiile necesare cu privire la procesul de ardere dintr-un motor dat, avînd la dispoziție diagrama presiune-unghiu *RAC*, este necesar să se stabilească legătura dintre ecuațiile (15), (16), (17), (18), (19), (20) și variația presiunii din cilindrul motorului.

O astfel de legătură poate fi stabilită pe baza primului principiu al termodinamicii. Această cale impune simplificări care micșorează gradul de precizie a calculelor și cere un mare volum de muncă, întrucît ecuația bilanțului energetic nu poate fi rezolvată pe cale analitică.

Corelarea ecuațiilor de ardere cu variația presiunii se poate realiza și pe altă cale, și anume prin intermediul ecuației de propagare (12), care conține, implicit, primul principiu al termodinamicii [20].

Substituind viteza masică de propagare din ecuația (12) cu expresia ei precizată de relația (18), se obține :

$$C_s F \frac{1}{V} \cdot \frac{6{,}9\,(m+1)}{\alpha_y - \alpha_s}\, \zeta^m\, \mathrm{e}^{-6{,}9\zeta^{m+1}} = \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}\alpha}. \qquad (22)$$

În ecuația (22) variația volumului este precizată de funcția :

$$V = V_c\,(1 + a\alpha^2), \qquad (23)$$

studiată în lucrarea [42]. În relația (23), V_c este volumul camerei de ardere, iar a, o constantă care depinde de raportul de compresiune :

pentru $\alpha \leqslant 40°$, $a = 0{,}9\,(\varepsilon - 1)\,10^{-4}$;

pentru $\alpha = 40° - 60°$, $a = 0{,}87\,(\varepsilon - 1)\,10^{-4}$.

Derivînd ecuația (22) se obține :

$$C_s F \frac{6{,}9\,(m+1)}{\alpha_y - \alpha_s}\, \zeta^{m-1}\, \mathrm{e}^{-6{,}9\zeta^{m+1}} \left[m - 6{,}9\,(m + 1)\,\zeta^{m+1}\right] = p''\,V + p'\,V'. \qquad (24)$$

Pentru $p' = p'_{max}$ ($\alpha = \alpha_i$ sau $\zeta = \zeta_i$) se obțin condițiile : $p'' = 0$, $V' = 0$. Prima condiție este evidentă ; a doua se obține în ipoteza că viteza maximă de creștere a presiunii se realizează în apropierea punctului mort interior. Din ecuația (24) rezultă :

$$m - 6{,}9\,(m + 1)\,\zeta_i^{m+1} = 0.$$

Dacă ξ_i se citește pe diagrama indicată, ultima ecuație permite determinarea exponentului cinetic m.

$$\lg \frac{6{,}9\,(m+1)}{m} = -(m+1)\lg \zeta_i. \qquad (25)$$

Analizînd criteriile propuse de diferiți autori [18] pentru determinarea duratei fazei inițiale (ζ_1) a procesului, se ajunge la concluzia că un criteriu rațional îl constituie momentul în care flacăra cuprinde 2% din masa totală a amestecului. Cu condiția $x_{f_1} = 0{,}02$, din ecuația (15) rezultă :

$$-\lg \zeta_1 = \frac{2{,}535}{m+1} \qquad (26)$$

sau, pe baza relației (21)

$$\alpha_1 = \alpha_s + \zeta_1\,(\alpha_y - \alpha_s). \qquad (27)$$

Condițiile de stare la finele fazei inițiale se determină astfel :

$$V_{\xi_1} = V_c\,(1 + a\,\alpha_1^2)\,;$$

$$T_{\zeta_1} = T_a \left(\frac{V_a}{V_{\zeta_1}}\right)^{m_n - 1},$$

iar presiunea p_{ζ_1} se citește din diagrama indicată.

Integrînd ecuația (22) în limitele $\zeta_1 \div 1$ și $p_{\zeta_1} \div p_y$, se determină expresia factorului de propagare :

$$F = \frac{p_y - p_{\zeta_1}}{\frac{C_s}{V_c}\left[(1 - x_{f_1}) - a\,I_y\right]}, \qquad (28)$$

unde s-a notat cu I_y integrala :

$$I_y = \alpha_s^2 \int_{\zeta_1}^{1} 6{,}9\,(m+1)\,\zeta^m\, \mathrm{e}^{-6{,}9\,\zeta^{m+1}}\, d\zeta + 2\alpha_s\,(\alpha_y - \alpha_s) \cdot 6{,}9\,(m+1) \int_{\zeta_1}^{1} \zeta^{m+1}\, \mathrm{e}^{-6{,}9\zeta^{m+1}}\, \mathrm{d}\zeta + (\alpha_y - \alpha_s)^2 \cdot 6{,}9\,(m+1) \int_{\zeta_1}^{1} \zeta^{m+2}\, \mathrm{e}^{-6{,}9\zeta^{m+1}}\, \mathrm{d}\zeta.$$

În baza ipotezelor făcute, se determină — pe baza diagramei indicate — exponentul politropic m_l al primei porțiuni din evoluția de destindere ; apoi din ecuația (14) se calculează gradul real de creștere relativă a volumului tranșei — χ.

La prelucrarea diagramei indicate este util să se calculeze viteza maximă de creștere a presiunii, întrucît, cu acest prilej, se verifică fie exponentul cinetic m, fie însăși viteza maximă de creștere a presiunii. În acest scop se utilizează relația :

$$p'_{max} = \frac{p_y - p_{\zeta_1}}{\alpha_y - \alpha_s} \cdot \frac{6{,}9\,(m+1)}{(1 + a\alpha_i^2)\left[(1 + x_{f_1}) - a\,I_y\right]} \left[\frac{m}{18{,}8(m+1)}\right]^{\frac{m}{m+1}}. \qquad (29)$$

În lucrarea [17] se arată că ecuația arderii la volum constant :

$$\frac{p_y}{p_c} = \mu\,\frac{T_z}{T_e}$$

rezultă ca un caz particular din ecuaţia de propagare.

Constanta cinetică D este determinată din ecuaţia (16) cu condiţia $\zeta = 1$:

$$D = -\frac{\lg(1 - x_{ey})}{0{,}434}. \qquad (30)$$

Fracţiunea din numărul total de molecule de combustibil, care a intrat efectiv în reacţie pînă la finele propagării x_{ey}, se calculează din relaţia :

$$x_{ey} = \frac{p_y - p_{\zeta_1}}{m_f \frac{C_s}{V_c}\left[(1 - x_{f_1}) - aI_y\right]}. \qquad (31)$$

Condiţia $x_e = 1$ indică încheierea procesului de intrare în reacţie a combustibilului.

Întrucît apar dificultăţi mari la determinarea momentului în care reacţia chimică a încetat complet, *prin durata totală a arderii se înţelege timpul necesar intrării în reacţie a tuturor moleculelor de combustibil aflate în camera de ardere.*

Pentru a elimina nedeterminarea care apare pentru condiţia $x_e = 1$ se admite că sfîrşitul arderii (α_z) are loc pentru condiţia $x_{e_z} = 0{,}999$.

În acest caz, din ecuaţia (16) rezultă durata arderii :

$$\zeta_z = \sqrt[m+1]{\frac{6{,}9}{D}} \qquad (32)$$

sau

$$\alpha_z = \alpha_s + \zeta_z(\alpha_y - \alpha_s). \qquad (33)$$

Metoda propusă pentru cercetarea procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie prezintă următoarele avantaje în comparaţie cu alte metode de calcul :

— Utilizarea unui model fizic al arderii mai apropiat de realitate.

— Obţinerea unui număr mai mare de informaţii privind procesul de ardere, faţă de numărul informaţiilor obţinute prin alte metode.

— Informaţiile cu privire la procesul de ardere se obţin numai pe baza diagramelor $p(\alpha)$ şi $p'(\alpha)$, care se ridică experimental uşor. În consecinţă este posibilă cercetarea procesului de ardere pe orice motor de serie ; nu sînt necesare amenajări speciale în motor, care ar perturba desfăşurarea normală a procesului.

— La prelucrarea diagramelor indicate nu este necesar să se apeleze la nici un fel de date statistice. Toate mărimile care intervin în ecuaţiile stabilite se calculează pe baza diagramelor indicate sau se citesc direct din ele. Aceasta măreşte evident precizia calculelor şi exclude elementul arbitrar.

— O precizie suplimentară în calcule se obţine prin metoda de lucru utilizată, întrucît soluţionarea tuturor ecuaţiilor se efectuează pe cale analitică.

— O consecinţă principală a celor menţionate la punctul precedent o constituie reducerea substanţială a volumului de muncă. Prin aceasta metoda devine accesibilă nu numai cercetărilor ştiinţifice, dar şi cadrelor inginereşti din uzine.

Ecuaţiile găsite permit efectuarea unei analize a procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie, pe baza unor parametri, care pînă în prezent au fost evidenţiaţi numai în parte (p'_{max}) sau se evidenţiază acum pentru prima dată (χ, ζ_i).

Totodată, ecuaţiile găsite permit construirea liniei de ardere din diagrama indicată [21], ceea ce este deosebit de avantajos atît pentru analiza procesului de ardere, cît şi pentru proiectare.

Concluzii

Folosind date experimentale recente, obţinute pentru un curent liber de gaze sau pentru amestecuri turbulente din bombe, cu privire la structura zonei de ardere din flacăra turbulentă, se elaborează un model fizic nou al propagării flăcărilor turbulente în motorul cu aprindere prin scînteie.

Caracteristicile esenţiale ale modelului propus sînt :

a) rămînerea în urmă a vitezei reacţiei chimice în raport cu viteza masică de propagare, din care cauză în spatele frontului de aprindere o fracţiune însemnată din numărul de molecule de combustibil intră în reacţie cu mare întîrziere ;

b) nepotrivirea dintre momentul final al propagării şi momentul în care intră în reacţie ultimele molecule de combustibil din camera de ardere ;

c) coincidenţa dintre momentul final al propagării şi momentul în care presiunea atinge valoarea maximă.

În lucrare se prezintă un sistem de ecuaţii, care descriu într-un mod nou procesul de ardere, pornind de la modelul fizic enunţat. Ecuaţiile găsite permit analiza teoretică şi experimentală a procesului de ardere din motor.

Eficienţa studiului teoretic este ilustrată de rezultatele importante care se obţin prin aplicarea lui.

În acest sens se menţionează cercetarea efectuată în vederea elucidării unei probleme de mare interes practic şi anume avantajele utilizării rapoartelor mari de compresiune*.

Se dovedeşte că în cazul rapoartelor mari de compresiune (8—10) se pot obţine încă avantaje economice sensibile, determinate nu atît sau nu numai de factorii termodinamici, aşa cum se consideră curent în literatura de specialitate, cît mai ales de factorii cinetico-chimici. Prin aceasta cercetarea teoretică capătă o importanţă practică deosebită.

---

* Articolul : Influenţa rapoartelor mari de compresiune asupra economicităţii motoarelor cu aprindere prin scînteie, din nr. 3/1964 al revistei „Construcţia de Maşini".

Lucrarea contribuie la o cunoaştere mai profundă a procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie.

[1] *Agostini, L.* şi *Bass, J.* Les théories de la turbulence. Paris, 1950. [2] *Aramă, C.* Arderea normală în motorul cu aprindere prin scînteie (I). În : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 8, 1961. [3] *Aramă, C., Apostolescu, N., Grünwald, B. şi Manole, A.* Contribuţii la studiul arderii normale în motorul cu aprindere prin scînteie. În : Bul. inst. polit. Bucureşti, tom. **XXI**, nr. 4, 1959. [4] *Aramă, C., Grünwald, B., Dudaş, Tr., Dănescu, Al., Apostolescu, N. şi Manole, A.* Combustibili şi lubrifianţi pentru motoare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963. [5] *Aramă, C. şi Soare, M.* Consideraţii asupra raportului de compresie necesar motorului cu aprindere prin scînteie. În : St. şi cerc. de energet., nr. 3, 1958. [6] *Barnett, H. C.* şi *Hibbard, R. R.* Consideration in the combustion of hydrocarbon fuels with air. Cleveland, Ohio, 1957. [7] *Bănărescu, M.* Motoare cu ardere internă, vol. **I**. Bucureşti, Ed. tehnică, 1957. [8] *Bărănescu, G.* Calculul proceselor de ardere. Bucureşti, Ed. Academiei R.P.R., 1955. [9] *Bărănescu, G.* Manualul inginerului termotehnician, vol. **2**. Bucureşti, Ed. tehnică, 1961. [10] *Bărănescu, G.* Computation of the real cycle of internal combustion engines with an antechamber. În : Rev. d'électrotechn. et d'énergét. Tom. **IV**, 1959. [11] *Berindeanu, V.* Contribuţii la studiul legii de ardere a amestecurilor de aer şi benzină aprinse prin comprimare. În : St. şi cerc- şt. tehn., Timişoara, 8, 1961. [12] *Caris, D.* şi *Nelson, E.* A new look at high compresion engine. În : SAE Transaction, 67, 1959. [13] *Cernea, A. R.* Contribuţii la studiul influenţei turbulenţei asupra vitezei de propagare a flăcării în arderea normală din motorul cu aprindere prin scînteie. Lucrare de disertaţie. Institutul politehnic Iaşi. [14] *Clark, J. S.* Initiation and some controlling parameters of combustion in the piston engine. În : Proc. Automob. Div. Instn. Mech. Engrs., 5, 1960—1961. [15] *Doroşenco, V. E.* şi *Nichitschi, A. I.* Issledovanie vliania parametrov smesi na haracteristichi proţessa turbulentnovo gorenia. Gorenia pri ponijennîh davleniah. Ed. Acad. U.R.S.S., 1960. [16] *Gaiginschi, E.* Motoare cu ardere internă, ESDP, 1960. [17] *Grünwald, B.* O ecuaţie de propagare a flăcărilor turbulente în motorul cu aprindere prin scînteie. În : Bul. inst. polit. Bucureşti, tom. **XXV**, nr. 4, 1963. [18] *Grünwald, B.* Cu privire la împărţirea pe faze a procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie. În : Bul. inst. polit. Bucureşti, tom. **XXV**, nr. 5, 1963. [19] *Grünwald, B.* Un model fizic nou privind arderea combustibilului în motorul cu aprindere prin scînteie. În : Studii şi cercetări energetice, seria B, nr. 2, 1964. [20] *Grünwald, B.* Cercetarea procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie cu considerarea adîncimii zonei de ardere din flacăra turbulentă. În : Studii şi cercetări energetice, seria B, nr. 3, 1964. [21] *Grünwald, B.* Calculul procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie , pe baza unui model fizic nou al propagării flăcării turbulente. În : Buletinul institutului politehnic Iaşi, nr. 1, 1964. [22] *Hedde, M. M.* Quelques réflexions sur les moteurs à essence et les carburants futurs. În : Ingénieurs de l'Automobile, nr. 2, 1959. [23] *Inozemţev, N. V.* şi *Koskin, V. K.* Proţessî zgorania v dvigateliah. Moscova, Maşghiz, 1949. [24] *Jost, W.* Explosion und Verbrennungsvorgänge in Gasen. Berlin, 1939. [25] *Kolmogorov, A. N.* Localnaia structura turbulentnosti v nesjimaemoi jidcosti pri oceni bolşih cislah Raynoldsa D.A.N. S.S.S.R., tom **30**, nr. 4, 1941. [26] *Kolmogorov, A. N.* Rasseianie energhii pri localnoizotropnoi turbulentnosti. D.A.N. S.S.S.R., tom **32**, nr. 1, 1941. [27] *Lewis, B.* şi *Elbe, G.* Combustion, flames and explosion of gases. Acad. Press. Inc. New York, Londra, 1961. [28] *Mărdărescu, R.* Motoare de automobile şi tractoare. Braşov, 1959. [29] *Neumann, K.* Kinetische Analyse des Verbrennungsvorgang in der Dieselmaschine. Forschung a.d. Geb. des Ing. Wes, nr. 2, 1936. [30] *Rassweiller, J., Withrow, L.* şi *Cornelius, W.* Engine Combustion and pressure development. În : SAE Journal, vol. **46**, nr. 1, 1940. [31] *Regnault, J.* Une méthode de calcul de la combustion progressive dans un moteur. În : Rev. Inst. Franc. Pétr. nr. 5, 1962. [32] *Ricardo, H. R.* The high speed internal combustion engine (Third edition). Londra, 1944. [33] *Salé, B.* Contribution à l'étude de la combustion normale dans les moteurs à allumage commandé. În : Revue de l'Institut Français du Pétrole, nr. 6, 7, 8, 9, 1958. [34] *Seiichiro, Humagai* şi *Itsuro Kimura.* The effect of turbulence on flame propagation in gases. IV Symp. on comb. Baltimore, 1953. [35] *Semenov, E. S.* Issledovanie turbulentnovo dvijenia gaza v usloviah porşnevovo dvigatelia. Gorenie v turb. potoke. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R., 1959. [36] *Serruys, M.* Eléments de thermodynamique et physico-chimie de la combustion dans les moteurs. Paris, 1945. [37] *Shelley, C.* A three dimensional study of flame propagation in a spark ignition engine. In : SAE Preprints s.a., nr. 452 B, 20. [38] *Socolic, A. S., Voinov, A. N.* şi *Sviridov, I. B.* Vlianie himiceskih i turbulentnîh factorov na proţess sgorania v dvigateliah Sg. v. transp. porşn. dvig. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R., 1951. [39] *Socolic, A. S.* Samavosplamenie plamia i detonaţia v gazah. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R., 1960. [40] *Soltan, J. P.* Cylinder pressure variation in petrol engines. În : Proc. Automob. Div. Instn. Mech. Engrs. nr. 2, 1960—1961. [41] *Stecichin, B. S.* şi *Apaşev, M. D.* O metode sovmestnovo issledovania rasprostranenia plamenii i izmerenia davlenia v dvigatele s iscrovîm zajiganiem. Teoria, constr. rasc. ispît. dvig. vnutr. sg. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R. 1957. [42] *Stecichin, B. S., Ghenkin, K. I., Zolotarevski, V. S.* şi *Scorodinski, I. V.* Indicatornaia diagrama, dinamica teplovîdelenia i rabocii ţicl băstrohodnovo porşnevovo dvigatelia. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R., 1960. [43] *Summerfield, M., Reiter, S. H., Kebely, V.* şi *Mascolor, R. W.* The structure and propagation mechanism of turbulent flames in high speed flow. În : Jet Propulsion, nr. 8, 1955. [44] *Sviridov. I. B.* Termodinamiceski analiz proţessa sgorania v dvigatele s iscrovîm zajiganiem. Teoria, constr. rasc. ispît. dvig. vnutr. sg. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R., 1957. [45] *Scetnicov, E. S.* O rasciote rasprostranenia plameni v turbulentnom potoke. Gorenie v turb. potoke. Izd. Acad. Nauk S.S.S.R., 1959. [46] *Taylor, C. F.* şi *Taylor, E. S.* The internal combustion engine. Scranton. Pensylvania, 1948. [47] *Vibe, I. I.* Novoe o rabocem ţicle dvigatele. Moscova, Maşghiz, 1962. [48] *Vichnievsky, R.* şi *Weissman, J.* Méthode de mesure électronique statistique pour l'étude des phénomènes de combustion dans les moteurs alternatifs. În : Rev. Inst. Franc. Pétr. nr. 8, 1953. [49] *Wohl, K.* ş.a. On the structure of turbulent flames. Sixth Symp. on comb. Reinhold, 1956. [50] *Zeldovici, I. B.* şi *Frank-Kameneţchi, D. A.* Teoria teplovovo rasprostranenia plameni. În : Jurnal Fiziceschi Himii **12**, nr. 100, 1938. [51] *Zeldovici, I. B.* şi *Frank-Kameneţchi, D. A.* K teorii ravnomernovo rasprostranenia plamenii. Doclad Acad. Nauk, tom **19**, 693, 1938.

CZ 621.81:620.178.3

Metode de determinare rapidă a rezistenței la oboseală

VOICU SAFTA și ALEXANDRU BERNATH

In timpul exploatării, majoritatea organelor de mașini sînt supuse unor solicitări ciclice, numărul ciclurilor de solicitare pînă la scoaterea din uz ajungînd la valori impresionante. Astfel, la arborii cotiți ai motoarelor se ajunge la 10^{10} cicluri, la paletele turbinelor cu abur, la 10^{11} cicluri, la osiile de locomotive și vagoane de cale ferată, la 2.10^{8} cicluri etc.

Încercările la solicitări ciclice (oboseală), care se aplică astăzi chiar pieselor de mărime naturală, ocupă un loc din ce în ce mai important în domeniul încercărilor mecanice. Importanța acestor încercări derivă din necesitatea cunoașterii cifrei care caracterizează comportarea mecanică a pieselor sub acțiunea sarcinilor variabile, rezistența la oboseală. Rezistența la oboseală a materialelor și a pieselor stă astăzi la baza calculelor inginerești de proiectare în construcția de mașini.

În vederea ameliorării acestei cifre de rezistență, ceea ce se traduce prin mărirea durabilității pieselor, economii de materiale și siguranță în exploatare, s-au creat, în cadrul institutelor de construcții de mașini, secții și laboratoare specializate în încercări la oboseală.

Încercările la oboseală prezintă însă față de celelalte încercări mecanice o serie de dezavantaje:

— dispersia rezultatelor este în general mare;

— rezultatele încercărilor sînt influențate de o serie de factori: forma și mărimea piesei, starea superficială a piesei, frecvența solicitării, mediul etc.; acești factori influențează în mod diferit rezistența la oboseală a epruvetelor și cea a pieselor;

— metoda clasică (Wöhler), utilizată încă aproape exclusiv, reclamă un număr mare de epruvete și durează mult (pentru o determinare cu totul aproximativă a rezistenței la oboseală sînt necesare minimum 8—10 epruvete și 7—10 zile dacă încercările se conduc pînă la 10^{7} cicluri cu o frecvență de 50 Hz);

— metoda clasică nu permite determinarea propriu-zisă a rezistenței la oboseală a unei epruvete, căci încercînd o epruvetă la un număr convențional de cicluri (10^{7} cicluri pentru oțel), se poate preciza numai dacă rezistența ei la oboseală este superioară solicitării aplicate (în cazul în care nu s-a rupt în cursul încercării) sau inferioară (dacă s-a rupt în cursul încercării).

Încercările la oboseală nu sînt introduse încă pe scară largă în activitatea laboratoarelor uzinale tocmai din cauza dezavantajelor menționate. Datorită însă importanței încercărilor se preconizează mereu soluții și metode noi pentru determinarea rezistenței la oboseală, care să nu fie afectate de inconvenientele amintite.

Mărirea preciziei determinării rezistenței la oboseală se obține prin folosirea pe scară din ce în ce mai mare a metodelor analizei statistice pentru prelucrarea rezultatelor [1], [2], [3], [4], [5], fapt ce impune însă folosirea unui număr mare de epruvete.

Incertitudinea stabilirii valorii rezistenței la oboseală, determinată de introducerea în calcule a coeficienților ce țin seamă de factorii care influențează valoarea respectivă, este redusă la minimum prin încercări pe modele sau chiar pe piese în mărime naturală [6], [7], [8], [9].

În vederea micșorării timpului de încercare s-au urmat două direcții principale:

— mărirea frecvenței solicitărilor în cursul încercării;

— introducerea unor noi metode de determinare.

Mărirea frecvenței solicitărilor în cursul încercării este limitată de efectele suplimentare determinate de temperatură și frecvență asupra valorii limitei de oboseală și, de asemenea, de posibilitățile constructive ale mașinilor de încercat. Frecvent, la mașinile de încovoiere, se utilizează frecvența de 50 Hz cu tendința de mărire la 100 Hz și chiar la 200 Hz. La pulsatoarele mari, mecanice și hidraulice, nu se poate depăși, din motive constructive, frecvența de 25 Hz; în mod curent se utilizează frecvența de 6—12 Hz.

Principala cale în vederea reducerii timpului de încercare o formează metodele noi cunoscute și sub numele de metode rapide de determinare.

Descrierea și analizarea lor formează de fapt obiectul prezentului articol.

Metodele rapide de determinare se pot grupa în patru categorii distincte.

1. Metode la care rezistența la oboseală se deduce din rezultatele unor încercări la solicitări de amplitudine crescătoare progresiv pînă la ruperea epruvetei; de această categorie aparțin metoda M. Prot [10], [11], metoda L. Locati [12] și metoda preconizată de autori [13].

2. Metode în cadrul cărora rezistența la oboseală se deduce din rezultatele unor încercări la solicitări de amplitudine constantă, superioare limitei de oboseală, pe baza unor legități observate în alura curbei de oboseală și în procesul de distrugere respectiv; de această categorie aparține metoda V. S. Ivanova [14], [15].

3. Metode indirecte bazate pe urmărirea modificării unor mărimi fizice în cursul procesului

de oboseală : modulul de elasticitate, decrementul logaritmic al amortizării, temperatura, duritatea și microduritatea, coeficientul de dilatare termică, conductibilitatea electrică, permeabilitatea magnetică, atenuarea undelor ultrasonice etc.

4. Metode bazate pe corelații stabilite statistic și care permit calcularea rezistenței la oboseală în funcție de alte caracteristici mecanice ; rezistența de rupere la tracțiune, limita de curgere, alungirea specifică de rupere, contracția transversală etc.

Înainte de a trece la analizarea metodelor de determinare rapidă, se descrie sumar metoda clasică (Wöhler).

Metoda clasică constă în ridicarea, pe baza rezultatelor încercărilor, a unei curbe $\sigma = f(N)$, unde σ este solicitarea ciclică, iar N numărul ciclurilor pînă la rupere sub o solicitare de amplitudine constantă care, pentru metalele feroase, se prezintă ca în figura 1. Existența ramurii asimptotice a curbei exprimă faptul că, sub o anumită solicitare, nu se mai produce ruperea piesei solicitate ciclic, oricît ar dura încercarea. Această limită, dată de valoarea ordonatei ramurii asimptotice (fig. 1), se numește rezistența la oboseală a materialului σ_{-1}*. În general, încercările efectuate asupra metalelor feroase sînt duse pînă la 10^7 cicluri de solicitare ; la metalele neferoase, respectiv la metalele feroase care lucrează în mediu corosiv, se recomandă încercarea pînă la 10^8 cicluri de solicitare.

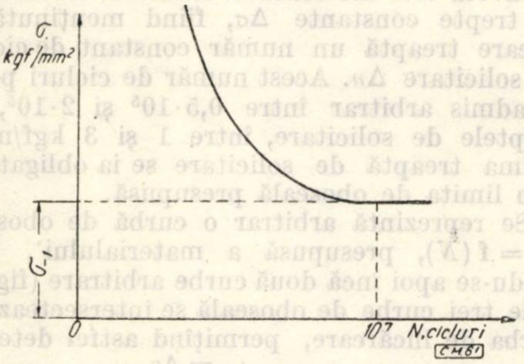


Fig. 1

Pentru a putea ridica o curbă de oboseală și a obține o valoare cu totul aproximativă a rezistenței respective sînt necesare minimum 8 epruvete. În vederea măririi preciziei determinării se utilizează 30—40 epruvete, repartizate cîte 5—6 la 6—7 niveluri de solicitare diferite. Determinarea pe cale statistică a valorii rezistenței la oboseală este posibilă numai în cazul utilizării unui număr mult mai mare de epruvete (circa 200). Cu toate acestea, metoda treptelor [1], [16] și variantele sale [17] introduse recent permit o evaluare statistică a rezistenței la oboseală din rezultatele unui număr de epruvete relativ redus (minimum 30).

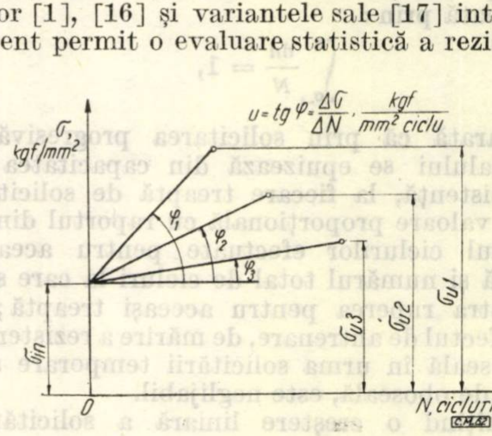


Fig. 2

1a. *Metoda sarcinii progresiv crescătoare a lui Prot* [10], [11]. Această metodă prevede încărcarea progresivă a epruvetelor, solicitarea σ crescînd proporțional cu numărul ciclurilor de solicitare N pînă la rupere. Epruvetele se încearcă la diferite viteze u de creștere progresivă a sarcinii. Ruperea se produce la o solicitare σ_u cu atît mai mare cu cît viteza u de creștere a sarcinii este mai mare (fig. 2). Pornind de fiecare dată de la aceeași solicitare inițială σ_{in}, inferioară rezistenței la oboseală, se determină pentru diferite viteze de încercare solicitările de rupere respective. Rezultatele se transpun într-un sistem de coordonate u, σ_u (fig. 3), și, prin extrapolarea curbei experimentale pentru $u = 0$, căreia îi corespunde $N = \infty$, se obține valoarea rezistenței la oboseală σ_{-1}.

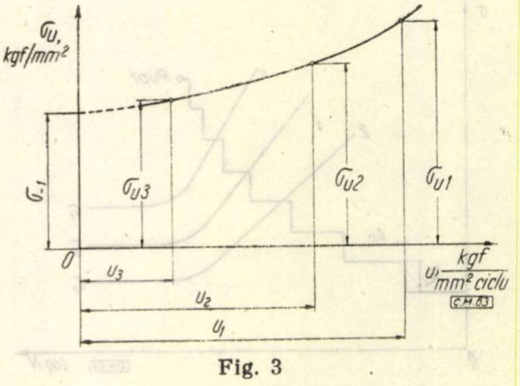


Fig. 3

Pentru deducerea analitică a funcției $\sigma_u = f(u)$ se acceptă următoarele trei ipoteze :

— curba clasică de oboseală (curba Wöhler) este în general o hiperbolă de forma :

$$N(\sigma - \sigma_{-1})^m = N_1 = \text{const.}, \qquad (1)$$

---

* Metoda descrisă, precum și cele analizate în continuare, se pot aplica la orice solicitare ciclică ; ele sînt valabile de asemenea pentru orice ciclu, deși se referă la rezistența la oboseală la încovoiere după un ciclu alternant simetric σ_{-1} pentru care coeficientul de asimetrie este $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$.

ceea ce se poate admite avînd în vedere numeroasele rezultate experimentale [18], [19];

— ipoteza cumulării deteriorărilor [20], exprimată prin :

$$\int_{\sigma_{-1}}^{\sigma} \frac{\mathrm{d}n}{N} = 1, \tag{2}$$

care arată că prin solicitarea progresivă a materialului se epuizează din capacitatea sa de rezistenţă, la fiecare treaptă de solicitare $\Delta\sigma$, o valoare proporţională cu raportul dintre numărul ciclurilor efectuate pentru această treaptă şi numărul total de cicluri la care s-ar înregistra ruperea pentru aceeaşi treaptă;

— efectul de antrenare, de mărire a rezistenţei la oboseală în urma solicitării temporare sub limita de oboseală, este neglijabil.

Admiţînd o creştere liniară a solicitării :

$$\sigma_{-1} = \sigma_{in} + u \cdot n, \tag{3}$$

se obţine din expresiile (1), (2) şi (3) :

$$\sigma_{-1} = \sigma_u - \sqrt[m+1]{(m+1)\,N_1} \cdot \sqrt[m+1]{u}, \tag{4}$$

în care m şi N_1 sînt constante de material. Din relaţia (4) rezultă că există o variaţie liniară a rezistenţei de rupere sub sarcină progresivă σ_u, în raport cu radicalul de ordinul $(m + 1)$ al vitezei de încărcare u. Din cercetările autorilor efectuate asupra oţelurilor carbon nealiate [21] şi în conformitate cu literatura de specialitate [22], [23] rezultă că pentru oţeluri $m = 2$, astfel încît expresia (4) poate fi scrisă sub forma :

$$\sigma_{-1} = \sigma_u - p\,\sqrt[3]{u}. \tag{5}$$

Din relaţia (5) se observă că funcţia $\sigma_u = f(\sqrt[3]{u})$ este o dreaptă.

Determinarea rezistenţei la oboseală prin această metodă necesită un număr minim de 6—8 epruvete, încercate la tot atîtea viteze diferite.

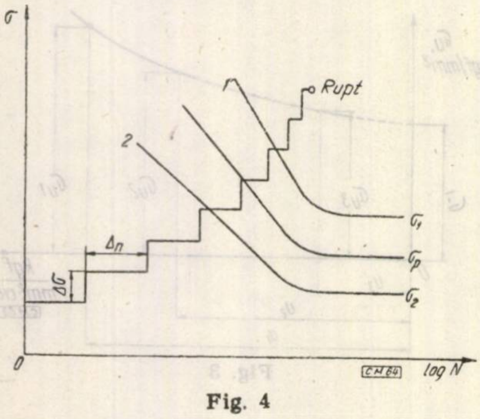


Fig. 4

Precizia maximă la determinarea rezistenţei la oboseală cu un număr dat de epruvete, în cazul cînd funcţia $\sigma_u = f(\sqrt[3]{u})$ este o dreaptă, se obţine atunci cînd ele se încearcă la două viteze extreme [24].

Faţă de metoda clasică de determinare a rezistenţei la oboseală, metoda sarcinii progresive continuu a lui Prot prezintă următoarele avantaje :

— durata încercărilor este 50—60% din cea necesară metodei clasice [1], [25];

— numărul de epruvete este circa 70—80% din cel necesar la metoda clasică;

— prin încărcare progresivă, încercările se apropie mai mult de modul de solicitare real.

Metoda prezintă şi unele dezavantaje, şi anume :

— la viteze mici de încărcare se face simţită influenţa fenomenului de antrenare, ceea ce are ca urmare o falsificare a rezultatelor în sensul măririi valorii rezistenţei la oboseală;

— necesită un utilaj mai complicat.

1b. *Metoda sarcinii progresive în trepte a lui Locati* [12], [26]. Metoda permite stabilirea rezistenţei la oboseală prin încercarea unei singure epruvete. Conform acestei metode, epruveta este încercată la solicitări crescătoare în trepte constante $\Delta\sigma$, fiind menţinută la fiecare treaptă un număr constant de cicluri de solicitare Δn. Acest număr de cicluri poate fi admis arbitrar între $0{,}5 \cdot 10^5$ şi $2 \cdot 10^5$, iar treptele de solicitare, între 1 şi 3 kgf/mm². Prima treaptă de solicitare se ia obligatoriu sub limita de oboseală presupusă.

Se reprezintă arbitrar o curbă de oboseală $\sigma_p = f(N)$, presupusă a materialului[*], trasîndu-se apoi încă două curbe arbitrare (fig. 4). Cele trei curbe de oboseală se intersectează cu curba de încărcare, permiţînd astfel determinarea succesivă a sumei $\sum \frac{\Delta n}{N}$ pentru fiecare dintre cele trei curbe, Δ_n fiind numărul de cicluri ale unei trepte de solicitare şi N numărul de cicluri corespunzător ruperii epruvetei la solicitarea respectivă, determinat pe curba de oboseală presupusă.

Dacă se reprezintă suma deteriorărilor $\sum \frac{\Delta n}{N}$ calculată pentru fiecare dintre cele trei curbe de oboseală presupuse, în funcţie de valorile limitei de oboseală corespunzătoare, rezistenţa la oboseală a materialului respectiv sau a piesei este determinată pentru $\sum \frac{\Delta n_i}{N_i} = 1$ (fig. 5).

Aşa cum rezultă din cele de mai sus, la metoda Locati se admite :

— cunoaşterea curbei clasice de oboseală $\sigma = f(N)$ pentru materialele asemănătoare acelora care se încearcă;

— valabilitatea legii cumulării deteriorărilor $\sum \frac{\Delta n_i}{N_i} = 1$.

---

[*] Se recomandă ca reprezentarea să se facă într-un sistem de coordonate semilogaritmic log N — σ, în care funcţia $\sigma = f(N)$ se reduce la două drepte racordate între ele.

În plus, se recomandă ca panta ramurii descrescătoare a curbei de oboseală să se ia cu atît mai mare cu cît rezistenţa la oboseală este mai ridicată, iar zona de racordare a ramurilor curbei, în jurul a 10^6 cicluri [27].

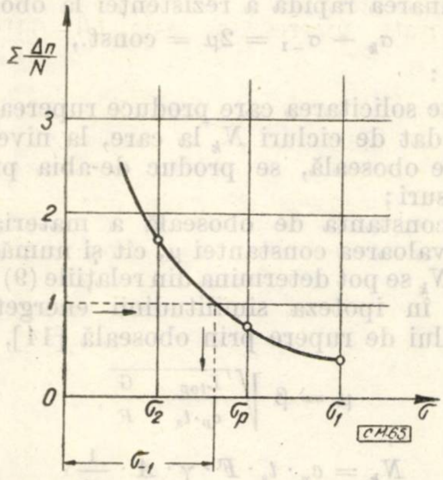


Fig. 5

După cum se vede, nu se dă o indicaţie precisă asupra valorilor parametrilor curbei, astfel încît admiterea arbitrară a curbei de oboseală atrage după sine imprecizii în stabilirea valorii limitei de oboseală.

De asemenea, în cazul general $\sum \frac{\Delta n_i}{N_i} = a \neq 1$.

În stadiul actual, metoda Locati de determinare a rezistenţei la oboseală trebuie considerată ca o metodă aproximativă, care se poate aplica numai în cazul unor studii comparative, pentru controlul şi verificarea rezistenţei la oboseală a pieselor de mărime reală şi pentru recepţionarea pieselor, unde se stabileşte însă prin sondaj valoarea rezistenţei la oboseală şi cu ajutorul metodei clasice [28].

Avantajele pe care le prezintă această metodă sînt : durata încercării este sub 10% din cea a metodei clasice ; este necesară o singură epruvetă (piesă), adică aproximativ 10—15% din numărul necesar în cadrul metodei clasice.

Datorită dezavantajelor amintite, această metodă se aplică astăzi numai limitat la un domeniu destul de restrîns.

1c. *Metoda sarcinii progresive preconizată de autori* [13], [21], [29], [30]. Pornind de la analiza celor două metode de încercare la oboseală cu sarcină progresivă, precum şi de la valorile parametrilor necesari pentru determinarea rezistenţei la oboseală, stabiliţi pentru diferite grupuri de materiale, autorii au conceput o nouă metodă.

Metoda se bazează pe încercarea unei singure epruvete (piese) cu sarcină progresivă, stabilind cu această ocazie solicitarea finală de rupere σ_u (fig. 6), ca şi în cazul metodei Prot.

Forma generală a relaţiei (4) poate fi scrisă astfel :

$$\sigma_{-1} = \sigma_u - p \cdot \sqrt[n]{u}. \qquad (5)$$

Determinînd valorile n şi p pentru grupuri de materiale şi alegînd o anumită viteză de încărcare u, se ajunge ca rezistenţa la oboseală să fie exprimată sub forma :

$$\sigma_{-1} = \sigma_u - \Delta\sigma, \qquad (6)$$

în care $\Delta\sigma$ este funcţie de viteza de încărcare şi de material.

La alegerea vitezei de încărcare u trebuie să se ţină seamă de următoarele condiţii : să fie suficient de mare pentru ca efectul de antrenare (întărire la subsolicitări) să nu influenţeze rezultatele şi pentru ca durata încercărilor să nu fie prea mare ; să fie suficient de mică pentru ca abaterile valorilor parametrilor faţă de valoarea medie admisă pentru grupul respectiv de materiale, să nu aibă o pondere prea mare asupra valorii rezistenţei la oboseală şi pentru ca să nu se depăşească în cursul încercării limita de curgere a materialului.

Intervalul de viteze $u = 1 \cdot 10^{-6} \div 5 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2\ \text{ciclu}}$ satisface condiţiile menţionate.

La oţelurile carbon nealiate, autorii au stabilit $p = 270$ pentru starea normalizată şi $p = 350$ pentru starea îmbunătăţită ; cum $n = 3$ la oţeluri (4), utilizînd viteza de încărcare $u = 2{,}7 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2\ \text{ciclu}}$ se ajunge la :

$$\begin{aligned} \sigma_{-1} &= \sigma_u - 3{,}65, \\ \sigma_{-1} &= \sigma_u - 4{,}95, \end{aligned} \qquad (7)$$

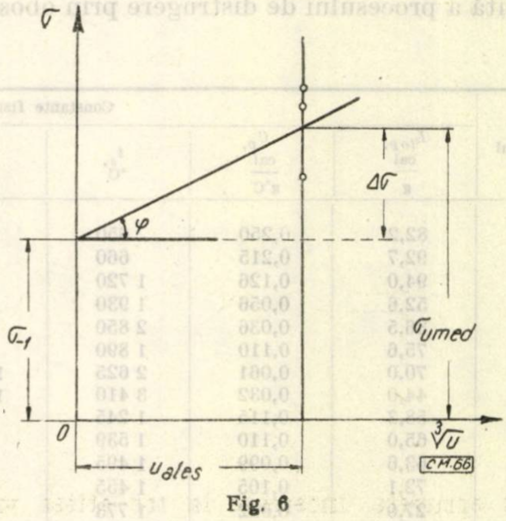


Fig. 6

în cazul oţelurilor carbon nealiate în stare normalizată şi pentru oţelurile carbon nealiate în stare îmbunătăţită.

În tabela 1 apar valorile parametrilor p şi n calculate pe baza unor date din literatură, pentru diferite grupuri de materiale cu ajutorul cărora, fixînd viteza de încărcare, se poate determina $\Delta\sigma$ şi deci σ_{-1}.

Tabela 1

Nr. crt.	Materialul	Starea	n	p
1	Oţeluri nealiate şi slab aliate	normalizat îmbunătăţit	3	200÷350 300÷450
2	Oţeluri nealiate şi slab aliate cu concentratori	normalizat îmbunătăţit	3	250÷400 ~400
3	Oţeluri crom-nichel	îmbunătăţit	3	300÷600
4	Oţel crom-nichel cu concentratori	îmbunătăţit	3	~300
5	Oţeluri bogat aliate	călit îmbunătăţit	2÷3	<2500 300÷600
6	Duraluminiu	tratat	3÷4	100÷180
7	Alamă		3÷4	~200

Întrucît diferenţele structurale ale materialelor manifestă o influenţă apreciabilă asupra valorii rezistenţei la oboseală, mai accentuată chiar decît asupra caracteristicilor statice de rezistenţă, este de dorit ca la viteza aleasă să se efectueze trei sau chiar cinci încercări, rezultatul final fiind media lor aritmetică.

Printre avantajele metodei propuse se menţionează : durata încercării este circa 10% din cea necesară la metoda clasică ; numărul de epruvete este circa 40% din cel necesar la metoda clasică, pentru aceeaşi precizie de determinare.

În vederea extinderii utilizării acestei metode trebuie stabilite în prealabil valorile constantelor n şi p pentru diferite grupuri de materiale.

2. *Metoda Ivanova* **[14]**, [15]. Analiza amănunţită a procesului de distrugere prin oboseală a metalelor a permis stabilirea cîtorva criterii noi. Prin luarea în considerare a lucrului mecanic specific de deformaţie elastică şi plastică, în diferite faze ale procesului de distrugere, s-a obţinut în final o relaţie simplă care permite determinarea rapidă a rezistenţei la oboseală :

$$\sigma_k - \sigma_{-1} = 2\mu = \text{const.}, \qquad (8)$$

în care :

σ_k este solicitarea care produce ruperea la un număr dat de cicluri N_k la care, la nivelul limitei de oboseală, se produc de-abia primele microfisuri ;

μ — constanta de oboseală a materialului.

Atît valoarea constantei μ, cît şi numărul de cicluri N_k se pot determina din relaţiile (9) şi (10) deduse în ipoteza similitudinii energetice a procesului de rupere prin oboseală [14], [31] :

$$\mu = \beta \sqrt{\frac{L_{top}}{c_p \cdot t_s} \cdot \frac{G}{F}}, \qquad (9)$$

$$N_k = c_p \cdot t_s \cdot F \cdot \gamma \cdot A \cdot \frac{1}{\beta^2}, \qquad (10)$$

în care :

L_{top} este căldura latentă de topire, $\frac{\text{cal}}{\text{g}}$;

c_p — căldura specifică medie a materialului, $\frac{\text{cal}}{\text{g}^\circ\text{C}}$;

t_s — temperatura de topire, °C ;

F, G — modulele de elasticitate longitudinal, respectiv transversal, $\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$;

A — echivalentul mecanic al căldurii, $\frac{\text{kgf m}}{\text{k cal}}$;

γ — greutatea specifică, $\frac{\text{gf}}{\text{cm}^3}$;

$\beta=8{,}5$ — constantă pentru metale, $\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$.

În cazul oţelurilor, $\mu = 3$ kgf/mm², iar $N_k = 2 \cdot 10^5$ cicluri. În tabela 2 [31] se prezintă

Tabela 2

Metalul	Constante fizice								
	L_{top}, $\frac{\text{cal}}{\text{g}}$	C_p, $\frac{\text{cal}}{\text{g}^\circ\text{C}}$	t_s, °C	G, $\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$	E, $\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$	γ, $\frac{\text{gf}}{\text{cm}^3}$	$\frac{L_{top}}{C_p\ t_s} \cdot \frac{G}{E}$	μ, $\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$	$N_k \cdot 10^4$
Mg	82,2	0,250	650	1 770	4 515	1,74	0,14	3,2	1,1
Al	92,7	0,215	660	2 720	7 220	2,70	0,17	3,5	2,3
Ti	94,0	0,126	1 720	3 870	10 520	4,50	0,14	3,2	7,1
Zr	52,6	0,056	1 930	2 540	6 970	6,52	0,13	3,1	3,9
Ta	36,5	0,036	2 850	7 000	18 820	16,60	0,12	3,0	21,0
Cr	75,6	0,110	1 890	7 300	19 000	7,20	0,12	3,0	19,0
Mo	70,0	0,061	2 625	12 200	33 630	10,82	0,14	3,2	38,0
W	44,0	0,032	3 410	15 140	41 530	19,35	0,14	3,2	56,0
Mn	58,3	0,115	1 245	7 800	20 160	7,46	0,13	3,1	15,6
Fe	65,0	0,110	1 539	8 380	21 500	7,86	0,13	3,1	20,0
Co	63,6	0,099	1 495	7 630	21 280	8,90	0,13	3,1	19,7
Ni	72,1	0,105	1 455	7 500	19 700	8,90	0,15	3,3	18,9
Pt	27,0	0,032	1 773	6 220	17 320	21,40	0,15	3,3	14,4
Cu	48,8	0,092	1 083	4 640	12 500	8,95	0,15	3,3	8,3
Ag	24,9	0,056	960	2 940	8 160	10,5	0,14	3,2	3,2
Au	15,5	0,031	1 063	2 820	7 900	19,28	0,13	3,1	3,7
Zn	26,6	0,0915	419	3 790	9 400	7,13	0,17	3,5	2,5
Cd	13,6	0,055	320	2 460	6 350	8,65	0,16	3,4	1,0

elementele care intervin în relațiile (9) și (10), precum și valorile μ și N_k pentru diferite metale.

Solicitarea σ_k se determină prin încercarea unui număr de epruvete care se rup sub sarcină ciclică constantă pentru un număr de cicluri N_k, prevăzut în tabela 2 la materialul respectiv. Valoarea rezistenței la oboseală se stabilește cu ajutorul relației (8).

Avantajul metodei descrise constă în reducerea substanțială a timpului de încercare.

3. *Metode indirecte de determinare a rezistenței la oboseală.* Se cunosc o serie de metode indirecte de determinare a rezistenței la oboseală , care se bazează pe modificarea unor mărimi fizice ca rezultat al unor procese ireversibile produse în cursul distrugerii prin oboseală [32], [33]. Cele mai importante mărimi afectate în urma desfășurării procesului de oboseală sînt : limita de elasticitate, modulul de elasticitate, săgeata, duritatea și microduritatea, decrementul logaritmic al amortizării, temperatura, coeficientul de dilatare termică, conductibilitatea electrică, permeabilitatea magnetică, atenuarea undelor ultrasonice, înălțimea microneregularităților superficiale și altele.

Procesele ireversibile amintite sînt de natură structurală, modificări de rețea, și se datoresc solicitărilor ciclice ce depășesc limita de oboseală. Aceste modificări variază în funcție de nivelul solicitării, fiind mai accentuate la solicitările de intensități mai mari, în urma cărora ruperile se produc după un număr relativ mic de cicluri. Deși neînsemnate, ele influențează valorile mărimilor amintite și, din curba de variație a acestora în funcție de nivelul solicitării, se poate stabili cu aproximație limita de oboseală. Desigur că, în acest scop, se impune o interpretare corespunzătoare care să ducă la o justă evaluare a rezultatelor obținute. Metoda poate fi folosită la determinarea rezistenței la oboseală a metalului care se cercetează, cu condiția ca acesta să fi fost solicitat ciclic pînă la apariția modificărilor din rețea.

Dintre mărimile fizice menționate, modulul de elasticitate se micșorează o dată cu mărirea numărului ciclurilor de solicitare. Această micșorare este în general lentă ; ea devine bruscă după formarea microfisurilor și se produce după un număr de cicluri cu atît mai mic, cu cît solicitarea aplicată este mai mare. La o tensiune corespunzătoare limitei de oboseală nu se produce o modificare vizibilă a modulului de elasticitate la un oțel cu conținut redus de carbon [34].

Duritatea prezintă de asemenea o creștere monotonă cu mărirea numărului ciclurilor de solicitare și, după atingerea unei valori maxime corespunzătoare sfîrșitului primei faze a procesului de oboseală, întărirea, duritatea se păstrează în general constantă după unii autori [35] sau prezintă chiar o oarecare scădere [36]. La tensiuni sub limita de oboseală nu se produc modificări substanțiale ale durității.

Microduritatea metalelor moi (recoapte) se mărește la început cu mărirea numărului de cicluri, atinge un maxim, iar apoi scade [37]. Aceste variații sînt legate de asemenea de procesul de ecruisare și dezecruisare care se produce în metale sub acțiunea solicitărilor ciclice. La metalele dure sau ecruisate nu se pot sesiza variații ale microdurității în volumul supus solicitărilor ciclice.

Permeabilitatea magnetică prezintă variații sensibile la tensiuni egale sau superioare limitei de oboseală. Aceste variații sînt aproximativ în sens invers cu variațiile microdurității [38]. Conductibilitatea electrică prezintă o scădere mai accentuată la un număr mai mare de cicluri premergătoare formării și dezvoltării macrofisurilor. Această scădere este pusă în legătură cu intensificarea acumulărilor de factori perturbatori ai integrității structurale din faza a doua și a treia a procesului de oboseală, numită și faza de afînare.

Decrementul logaritmic al amortizării, unul dintre factorii caracteristici ai dispersiei energiei mecanice în metale, este substanțial influențat de modificările care au loc în timpul acționării solicitărilor ciclice. În general, în prima fază, la oțelurile în stare ecruisată, decrementul logaritmic al amortizării scade ; în timp el crește la oțelurile în stare normalizată sau ameliorată [39]. De regulă, o dată cu creșterea solicitării, decrementul logaritmic al amortizării se mărește. Cu mărirea numărului de cicluri se atinge o anumită valoare care se păstrează aproape constantă pînă înainte de producerea ruperii, cînd valoarea decrementului logaritmic al amortizării crește brusc [34].

În figura 7 se poate vedea variația coeficientului de dilatare liniară în funcție de solicitarea aplicată [40].

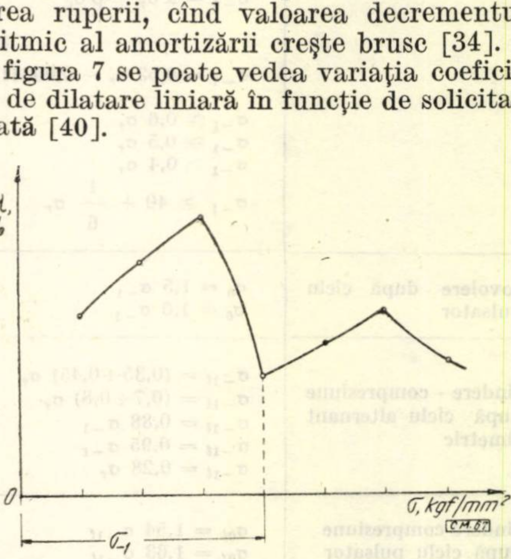


Fig. 7

Rezultate interesante s-au obținut și prin urmărirea variației săgeții în timpul încercărilor de oboseală, stabilindu-se pe baza acestora momentul apariției macrofisurii la diferite niveluri de solicitare [41], [42], [43]. De asemenea este posibilă determinarea rezistenţei la oboseală, precum şi a principalelor etape de distrugere prin oboseală, cu ajutorul analizei microscopice [44], [45] şi al măsurării microasperităţilor suprafeţelor maxim solicitate [46].

Practic, pentru stabilirea rezistenţei la oboseală pe cale indirectă se procedează astfel: se încearcă un număr de 5—8 epruvete la solicitări, care să cuprindă rezistenţa la oboseală a materialului respectiv; pentru orientare se poate admite iniţial $\sigma_{-1} = (0,5 \ldots 0,6)\ \sigma_r$. Treptele de încărcare se admit de obicei 1—2 kgf/mm². Încercarea se efectuează pînă la un număr de 50 000 —100 000 cicluri, timp în care fenomenul de oboseală este declanşat, producîndu-se modificările menţionate. Din epruvetele astfel încercate se extrag probele necesare determinării parametrului dorit.

Avantajul acestor metode constă în economia substanţială de timp şi de epruvete pentru încercări. Ele prezintă şi serioase dezavantaje, legate în special de necesitatea unor aparate suficient de precise pentru urmărirea parametrului ales. De asemenea, majoritatea acestor metode se pot aplica numai în cazul solicitărilor care produc o repartizare uniformă a tensiunilor pe întreaga secţiune.

4. *Metode de determinare a rezistenţei la oboseală pe baza corelaţiilor dintre rezistenţa la oboseală şi celelalte caracteristici mecanice.* Sînt situaţii, ca de exemplu în calculele preliminare,

Tabela 3

Solicitarea	**Relaţia**	**Autorul**	**Observaţii**
Încovoiere după ciclu alternant simetric	$\sigma_{-1} = 0,27\ \sigma_r + 18,5$ kgf/mm²	[50]	
	$\sigma_{-1} = 0,24\ \sigma_c + 27,5$ kgf/mm²	[50]	
	$\sigma_{-1} = 0,35\ \sigma_r + 12,2$ kgf/mm²	[50]	la oţelurile aliate
	$\sigma_{-1} = 0,285\ (\sigma_c + \sigma_r)$	[51]	
	$\sigma_{-1} = 0,25\ (\sigma_c + \sigma_r) + 5$ kgf/mm²	[52]	
	$\sigma_{-1} = (0,29\ \sigma_r + 12) \pm 3,75$ kgf/mm²	[53]	la oţeluri carbon normalizate $\sigma_r < 75$ kgf/mm²
	$\sigma_{-1} = (0,39\ \sigma_r + 8,5) \pm 4$ kgf/mm²	[53]	la oţeluri carbon îmbunătăţite
	$\sigma_{-1} = 0,2\ (\sigma_c + \sigma_r + \psi)$	[54]	
	$\sigma_{-1} = 0,175\ (\sigma_c + \sigma_r - \delta_{10} + 100)$	[55]	
	$\sigma_{-1} = 0,6\ \sigma_r - 0,001\ \sigma_r^2$	[32]	la oţeluri îmbunătăţite
	$\sigma_{-1} = 0,413\ \sigma_r + 5,3$ kgf/mm²	[49]	oţeluri cu $\sigma_r < 160$ kgf/mm²
	$\sigma_{-1} = 0,25\ \sigma_r\ (1 + 1,35\ \psi)$	[56]	
	$\sigma_{-1} = \alpha\ \sigma_r + \beta\ \sigma_c$	[57]	$\alpha = \frac{1}{185}\ (0,5\ \sigma_r + 7)$
	$\sigma_{-1} = 0,53\ \sigma_r - 0,00041\ \sigma_r^2$	[58]	$\beta = \frac{1}{183}(142 - \sigma_r)$
	$\sigma_{-1} \cong 0,6\ \sigma_r$	—	$\sigma_r < 50$ kgf/mm²
	$\sigma_{-1} \cong 0,5\ \sigma_r$	—	$50 < \sigma_r < 70$ kgf/mm²
	$\sigma_{-1} \cong 0,4\ \sigma_r$	—	$\sigma_r > 70$ kgf/mm²
	$\sigma_{-1} \cong 40 + \frac{1}{6}\ \sigma_r$	—	$120 < \sigma_r < 180$ kgf/mm²
Încovoiere după ciclu pulsator	$\sigma_0 = 1,5\ \sigma_{-1}$	[58]	oţeluri carbon
	$\sigma_0 = 1,6\ \sigma_{-1}$	[58]	oţeluri aliate
Întindere - compresiune după ciclu alternant simetric	$\sigma_{-1t} = (0,35 \div 0,45)\ \sigma_r$	—	
	$\sigma_{-1t} = (0,7 \div 0,8)\ \sigma_r$	[59]	
	$\sigma_{-1t} = 0,88\ \sigma_{-1}$	—	oţel $\sigma_r \cong 45$ kgf/mm²
	$\sigma_{-1t} = 0,95\ \sigma_{-1}$	—	oţeluri aliate $\sigma_r \cong 100$ kgf/ mm²
	$\sigma_{-1t} = 0,28\ \sigma_r$	[60]	
Întindere-compresiune după ciclu pulsator	$\sigma_{0t} = 1,54\ \sigma_{-1t}$	[61]	
	$\sigma_{0t} = 1,63\ \sigma_{-1t}$	[62]	
Torsiune după ciclu alternant simetric	$\tau_{-1} = 0,25\ \sigma_r$	—	
	$\tau_{-1} = (0,55 \div 0,58)\ \sigma_{-1}$	[58]	
	$\tau_{-1} = 0,22\ \sigma_r$	[60]	
Torsiune după ciclu pulsator	$\tau_0 = (1,9 \div 2,0)\ \sigma_{-1}$	[58]	

Tabela 4

Solicitarea	Materiale	Relația	Autorul	Observații
Încovoiere după ciclu alternant simetric	fonte	$\sigma_{-1} = 0{,}22 \cdot \sigma_{ri}$	[59]	
		$\sigma_{-1} \cong 0{,}4 \cdot \sigma_r$	[59]	
Încovoiere după ciclu pulsator	fonte	$\sigma_0 = (1{,}2 \div 1{,}5)\ \sigma_{-1}$	[59]	
Întindere-compresiune după ciclu alternant simetric	fonte	$\sigma_{-1t} = (0{,}35 \div 0{,}45)\ \sigma_r$	[59]	
		$\sigma_{-1t} = (0{,}6 \div 0{,}7)\ \sigma_{-1}$	[59]	
Torsiune după ciclu alternant simetric	fonte	$\tau_{-1} = (0{,}75 \div 0{,}9)\ \sigma_{-1}$	[58]	
Torsiune după ciclu pulsator	fonte	$\tau_0 = (1{,}2 \div 1{,}3)\ \tau_{-1}$	[58]	
	aliaje ușoare	$\sigma_{-1} = (0{,}25 \div 0{,}5)\ \sigma_r$	[59]	în medie $0{,}33\ \sigma_r$
		$\sigma_0 = 1{,}8\ \sigma_{-1}$	[59]	
		$\sigma_{-1t} = 0{,}7\ \sigma_{-1}$	[59]	
		$\tau_{-1} = (0{,}55 \div 0{,}58)\ \sigma_{-1}$	[58]	
		$\tau_0 = (1{,}4 \div 2{,}0)\ \tau_{-1}$	[58]	
	aliaje pe bază de cupru	$\sigma_{-1} = (0{,}25 \div 0{,}5)\ \sigma_r$	[59]	în medie $0{,}35\ \sigma_r$
		$\tau_{-1} = 0{,}58\ \sigma_{-1}$	[59]	
		$\tau_0 = (1{,}4 \div 2{,}0)\ \tau_{-1}$	[59]	

în cazul pieselor mai puțin importante confecționate din materiale la care rezistența la oboseală nu este indicată în norme, cînd se recomandă determinarea valorii rezistenței la oboseală pe baza celorlalte caracteristici mecanice, utilizînd relații stabilite în urma prelucrării statistice a unui număr însemnat de rezultate experimentale.

Din studiul literaturii de specialitate [47], [48], [49] rezultă că cea mai corespunzătoare corelație este cea dintre rezistența la oboseală și rezistența de rupere la tracțiune ; din această cauză, majoritatea cercetătorilor au stabilit relații de legătură între aceste două cifre de rezistență.

Se subliniază că aceste formule oferă numai posibilitatea determinării aproximative a rezistenței la oboseală, valorile stabilite fiind valabile în condițiile epruvetelor standard (diametrul 7—10 mm, suprafața prelucrată prin polizare, lipsa concentratorilor de tensiune, a defectelor interioare etc.).

Transformarea valorilor rezistenței la oboseală stabilite pe epruvete în valori valabile pentru piesele reale se face ținînd seamă de coeficienții care corectează influența factorilor de mărime, formă, stare superficială, temperatură, mediu etc. [1].

În tabela 3 se indică cîteva formule empirice, care permit calcularea valorii rezistenței la oboseală la diferite feluri de solicitare și tipuri de cicluri, pentru oțeluri.

În tabela 4 se prezintă relații similare pentru fonte, aliaje ușoare și aliaje pe bază de cupru.

---

[1] *Nădășan, Șt.*, *Horovitz, B.*, *Bernath, A.* și *Safta, V.* Oboseala metalelor. București, Ed. tehnică, 1962. [2] *Cazaud, R.* La fatigue des métaux. Paris, Dunod, 1959. [3] Symposium on statistical aspects of fatigue. Special technical publication, nr. 121, ASTM,—Philadelphia, 1951. [4] *Bastenaire, F.* Étude statistique et physique de la dispersion des résistances et des endurances à la fatigue. Paris, 1960. [5] *Dorff, D.* Vergleich verschiedener statistische Transformationsverfahren auf ihre Anwendbarkeit zur Ermittlung der Dauerschwingfestigkeit. Berlin, 1961. [6] *Pomey, J.*, *Royez, A.* și *Abel, L.* Endurance sur maquettes à échelle réduite. În : Rev. de métallurgie, nr. 4, 1959. [7] *Kudriavțev, I. V.*, *Saverin, M. M.* și *Riabcencov, A. V.* Metode pentru mărirea rezistenței superficiale a organelor · de mașini. București, Ed. tehnică, 1952. [8] *Kudriavțev, I. V.* și *Belkin, M. Ia.* Vlianie poverhnostnovonakliopa na soprotivlenie ustalosti krupnîh valov iz leghirovannoi stali. Soverșanie po mehaniceskii voprosam ustalosti. Moscova, 1962. [9] *Strebelle. J.* Über die Ermüdungsversuch an Stahlbauteilen natürlicher Grösse. În : Acier — Stahl — Steel, vol. **25**, 1960, p. 499—512. [10] *Prot, M.* Une nouvelle technique d'essai des matériaux. L'essai de fatigue sous charge progressive. În : Rev. de métallurgie, nr. 12, 1948. [11] *Prot, M.* Résultats d'essai de fatigue sous charge progressive. În : Rev. de métallurgie, nr. 11, 1951. [12] *Locati, L.* Le prove di fatica come ausilio alla progettazione et alla produzione. În : La metallurgia italiana, nr. 9, 1955. [13] *Bernath, A.* și *Safta, V.* O nouă metodă de încercare la oboseală cu încărcare progresivă. Academia R.P.R., Baza Timișoara. În : Studii și cercetări, științe tehnice, vol. **10**, nr. 1—2, 1963, p. 57—65. [14] *Ivanova, V. S.* Uskorennîi metod opredelenia predela ustalosti po kriticeskomu napriajeniu ustalosti. În : Zav. Lab., nr. 5, 1960. [15] *Ivanova, V. S.* Diagramma ustalostnovo razrușenia metallov. În : Dokl. A. N. S.S.S.R., vol. **119**, nr. 1, 1958, [16] *Bühler, H.* și *Schreiber, W.* Lösung einer Aufgaben der Dauerschwingfestigkeit mit den Treppenstufen-Verfahren. În : Archiv für das Eisenhüttenwesen, vol. **28**, nr. 3, 1957. [17] *Robbins, H.* și *Monro, S.* Astochastic approximation method. În : Annal. mathematical statistics, vol. **22**, nr. 3. [18] *Oding, I. A.* K dislokaționnoi teorii ustaloști metallov. În : Dokl. A. N. S.S.S.R., nr. 6, 1955. [19] *Weibull, W.* Statistical representation of fatigue failures in solids. Trans. of Royal Inst. of

Technique. Stockholm, 1949. [20] *Miner, M. A.* Cummulative damage in fatigue. În : Trans. of the ASME, vol. **67,** nr. 12, 1945. [21] *Bernath, A., Hajdu, I.* şi *Safta V.* Examinarea metodei Prot de încercare la oboseală cu sarcină progresivă. Încercări efectuate asupra oţelurilor carbon de îmbunătăţire. Academia R.P.R., Baza Timişoara. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, vol. **10,** nr. 1—2, 1963, p. 35—48.]22[*Ferro, A.* şi *Rossetti, U.* Contribution à l'étude de la fatigue des matériaux avec essai à charge progressive. Kolloq. über Ermüdungsfestigkeit, Stockholm, 1955, Berlin, Springer Verlag, 1956. [23] *Corten, H. T., Dimoff, T.* şi *Dolan, T. J.* An appraisal of the Prot method of fatigue testing. În : Proceedings ASTM, vol. **54,** 1954, p. 875. [24] *Hijab, W. A.* Statistical appraisal of the Prot method for determination of fatigue endurance limit. În : Journal of applied mechanics, vol. **24,** nr. 2, 1957. [25] *Hajdu, I., Bernath, M.* şi *Herlescu, T.* O maşină de încercare la oboseală sub sarcină progresivă. Academia R.P.R., Baza Timişoara. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, vol. **7,** nr. 3—4, 1960. [26] *Locati, L.* Sul criterio di prova ad azione progressiva. În : La metallurgia italiana, nr. 5, 1959. [27] *Daubertés, C., Beuret, J., Renout, M.* şi *Cazaud, R.* L'application de la méthode Locati n'utilisant qu'une seul pièce au contrôle de la limite de fatigue des pièces d'automobile. VIII-ème Congrès de l'Associazione italiana di metallurgia, Turin, sept. 1958. [28] *Kudriavţev, I. V.* O metode opredelenia predela vînoslivosti pois pîtaniu odnovo obrazţa. În : Zav. Lab., nr. 4, 1961. [29] *Safta, V.* şi *Bernath, A.* Contribuţii la determinarea rezistenţei la oboseală prin încercarea cu încărcare continuă progresivă. Academia R.P.R., Baza Timişoara. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice vol. **10,** nr. 1—2, 1963, p. 49—56. [30] *Bernath, A., Hajdu, I.* şi *Safta, V.* Beitrag zur Bestimmung der Biegewechselfestigkeit durch das Verfahren der steigenden Belastungen. În : Schweisstechnik, vol. **13,** nr. 11, 1963, p. 509—511. [31] *Ivanova, V. S.* Strukturno — energheticeskaia interpretaţia iavlevia ustalosti metallov. Izd. A. N. S.S.S.R. În : Metallurghia i toplivo, nr. 1, 1960. [32] *Gerold, E.* şi *Karius, A.* Abkürzungsverfahren zur Ermittlung der Wechselfestigkeit. În : Archiv für das Eisenhüttenwesen, nr. 5—6, 1950. [33] *Lehr, E.* Die Abkürzungsverfahren zur Ermittlung der Schwingungsfestigkeit von Materialen. Stuttgart, 1925. [34] *Karius, A., Gerold, E.* şi *Schulz, E.* În : Archiv für das Eisenhüttenwesen, nr. 5—6, 1944, p. 113—124. [35] *Yokobori, T.* Damage as an initial stage of fatigue fracture. În : Journal Phys. Soc. Japon, vol. **8,** 1953, p. 806. [36] *Davies, R. B., Mann, I. Y.* şi *Kemsley , D. S.* Hardness changes during fatigue tests on copper. International conference on fatigue of metals London — New York 1956. Inst. of mechanical engineers. Londra, 1956. [37] *Kogan, R. L.* Ţikliceskaia procinosti metallov. Moscova, Izd. A. N. S.S.S.R., 1962, p. 54. [38] *Akulov, N. S.* şi *Franiuk, V. A.* Despre variaţia anumitor proprietăţi fizice ale metalelor în procesul de oboseală. În : Dokladî A. N. S.S.S.R., nr. 3, 1959, p. 87—90. [39] *Lazan, B. J.* A study with new equirement of the effects of fatigue stress on damping capacity and elasticity of mild steel. În : Transactions of ASM, vol. **42,** 1950. [40] *Rosenholtz, J. L.* şi *Smith, D. T.* Dilastrain method for determining endurance limit of materials. În : Metal progress, vol. 6, febr. 1952, p. 85—88. [41] *Lebedev, T. A., Marinet, T. K.* şi *Effremov, A. I.* Issledovanie ţikliceskoi procinosti metallov metodom zapisi diagrammî ustalosti. Moscova, Izd. A. N. S.S.S.R., tom. **5,** 1959. [42] *Marinet, T. K.* şi *Lebedev, T. A.* Trudî Leningradskogo politehniceskogo instituta, nr. 4, 1955. [43] *Fotiadi, A.* Les propriétés dynamiques, la capacité d'amortissement et la qualification des aciers pour pièces de fatigue de moteurs. În : Rev. de métallurgie, nr. 1, 2, 3, 4, 1947. [44] *Ivanova, V. S.* Ustalostnoe razruşenie metallov. Moscova, 1963. [45] *Kocanda, St.* şi *Malkiewiz, B.* Niektore zjawiska zmeczeniowe w zelazie w swietle obserwacji elektronooptycznich. În : Biuletyn wojskowej Akademii technicznej, Varşovia, nr. 11—12, 1961. [46] *Kocanda, St.* Zjawiska zmeczeniowe a mikronierownesci powierzchni. În : Biuletiyn wojskowej Akademii technicznej, Varşovia, nr. 1, 1962. [47] *Ujik, G. V.* Metodî ispîtanii metallov i detalei maşin na vînoslivosti. Moscova, Izd. A. N. S.S.S.R., 1948. [48] *Buch, A.* Korrelation der Ermüdungsfestigkeit mit der Zugfestigkeit. Vorträge der Warschauer Tagung 12—14 Mai 1960. Varşovia, Wydawinctwa Instytutu mechaniki precyzyjnj, 1961. [49] *Kronmark, S.* Die Zusammenhänge zwischen der Dauerfestigkeit des Stahles und seinen sonstigen mechanischen Eigenschaften.'În : Die Technik, vol. **18,** nr. 1, 1963, p. 4—11. [50] *Iukov, S. L.* Vid sviazi predela vînoslivosti harakteristikami procinosti pri rastiajenii. În : Zav. Lab., nr. 1, 1956. [51] *Stribek, R.* Dauerfestigkeit von Eisen und Stahl bei wechselnder Biegung, verglichen mit den Ergebnissen des Zugversuches. În : V.D.I. — Zeitschrift, vol. **67**, 1923, p. 631—636. [52] *Houdremont*, E. şi *Mailänder, R.* Dauerbiegeversuche mit Stählen. În : Stahl und Eisen, vol. **49**, 1929, p. 833—839, [53] *Nădăşan, Şt., Bernath, A., Ioviţiu, E.* şi *Safta, V.* Contribuţii la determinarea rezistenţei la oboseală la oţelurile nealiate fabricate în R.P.R. Cea de-a IV-a consfătuire de sudură şi încercări de metale, Timişoara 12—14 oct. 1962. Bucureşti, IDT, 1964. [54] *Jünger, A.* Erfahrungen über die Prüfung der Dauerfestigkeit verschiedener Werkstoffe auf der MAN — Biegeschwingungsmaschine. În : Mitt. Forsch. Anst. Gutehoffn., 1930, p. 8—18 şi 1931, p. 45—58. [55] *Lequis, W., Buchholz, H.* şi *Schulz, F.* Biegeschwingungsfestigkeit und Kerbempfindlichkeit în ihrer Beziehung zu den übrigen Festigkeitseigenschaften bei Stahl. În : Stahl und Eisen, vol. **53,** 1953, p. 1133—1137. [56] *Markoveţ, M. P.* O ciuvstvitelnosti vîsokoprocinîh stalei k nadrezu. Moscova, Izd. A. N. S.S.S.R., 1960. [57] *Fry, A., Kessner, A.* şi *Oettel, R.* Die Bedeutung der Streckgrenze für die Wechselfestigkeit bei Stählen höherer Festigkeit. În : Archiv für das Eisenhüttenwesen, vol. **14,** 1940—41, p. 571—576. [58] Maşinostroenie, enţiklopediceskii spravocinik, tom. **1.** Moscova, 1948. [59] Manualul inginerului, vol. **2.** Bucureşti Ed. tehnică, 1955. [60] *Fischer, F. P.* Vorschlag zur Festlegung der zulässigen Beansprunchung. În : Technische Mitteilungen, sept. 1933, nr. 3. [61] *Pomp, A.* şi *Hempel, M.* Wechselfestigkeit und Kerbwirkungszahlen von unlegierten und legierten Stählen bei + 208 und — 70°C. În : Archiv für das Eisenhüttenwesen, vol. **21,** nr. 1—2, 1950. [62] *Ros, M.* şi *Eichinger, A.* Die Bruchgefähr fester Körper bei wiederholter Beanspruchung. 173 Bericht der MPA. Zürich, 1950.

CZ 622.233.52-85

Calculul energetic al perforatoarelor cu distribuția prin piston

I. N. CONSTANTINESCU și A. DARABONT

In industria minieră, ramură importantă a economiei naționale, unul dintre aspectele introducerii tehnicii noi constă în proiectarea și executarea de noi utilaje, care să corespundă condițiilor specifice de utilizare, fiind comparabile, în același timp, cu cele mai reușite modele din tehnica mondială.

Proiectarea însă a unor utilaje cu performanțe ridicate se poate face numai dacă s-au studiat și s-au rezolvat în mod științific toate problemele legate de fenomenele care au loc în timpul funcționării lor. În caz contrar, chiar dacă rezultatele sînt mulțumitoare, există posibilitatea existenței unor bogate rezerve în ce privește ameliorarea caracteristicilor de funcționare.

În industria minieră, motoarele pneumatice cu piston liber (ciocanele de abataj și ciocanele perforatoare) au o largă răspîndire și vor mai avea încă atît timp cît mașinile cu scop similar acționate electric nu vor fi puse la punct. Din punctul de vedere al sistemului de distribuție a aerului comprimat, ciocanele perforatoare pot fi : cu distribuție cu supapă, cu distribuție cu sertar și cu distribuție prin piston.

Distribuția prin piston îmbină multe avantaje ale celorlalte două sisteme de distribuție.

În primul rînd execuția este extrem de simplă. Aceasta influențează mult asupra prețului de cost al perforatorului și asupra capacității de producție a uzinei.

În afară de aceasta, distribuția aerului este rațională. Numai pe o porțiune din cursa pistonului se produce admisiunea plină a aerului, restul cursei fiind folosit pentru destindere și evacuare.

Deoarece aerul utilizat este evacuat la o presiune mai mică, zgomotul în timpul funcționării este mai scăzut decît la perforatoarele cu distribuție prin supapă. Acest avantaj este important mai ales la perforatoarele rapide, unde zgomotul în timpul funcționării este foarte mare (118—119 dB).

Apoi se adaptează deosebit de bine la perforatoarele cu cursă scurtă a pistonului, cum este cazul perforatoarelor rapide.

Ca ultim avantaj se menționează că numărul de repere ale unui perforator cu distribuție prin piston este mai mic decît la cel cu distribuția prin supapă sau cu sertar. Datorită acestor avantaje, în tehnica mondială au început să se execute perforatoare cu distribuția prin piston, unele avînd performanțe foarte bune.

În Uniunea Sovietică s-au executat perforatoarele rapide PR-21 și PR-21 V cu un singur piston percutor și PR-28 prevăzut cu două pistoane lucrînd alternativ, frecvența loviturilor fiind 6 000 lovituri/min.

Performanțe bune au și tipurile finlandeze T-5, T-10 și T-10 S (Tampella) ale firmei Spüd Finn.

În literatura de specialitate există o serie de cercetări valoroase în legătură cu teoria energetică a mașinilor pneumatice cu piston liber (A. P. Gherman, V. I. Kiselev, I. S. Kasațier, V. M. Mostkov, R. Coevillet, Arndt Friederich-Karl etc.), fără însă a se ataca și studiul perforatoarelor cu distribuție prin piston.

În continuare se prezintă bazele teoretice de calcul al perforatoarelor cu distribuție prin piston.

Pe baza calculului prezentat s-a proiectat și executat la Uzinele ,,Independența" — Sibiu prototipul perforatorului rapid, cu distribuție prin piston CP-24 M.

Se împarte întregul ciclu de lucru al pistonului (cursa activă și cursa de revenire) în mai multe faze determinate de dimensiunile geometrice ale cilindrului și pistonului și de poziția orificiilor de admisiune și evacuare.

Pentru fiecare dintre aceste faze și separat pentru ambele fețe ale pistonului se precizează : ecuația de energie ; ecuația de stare la variația presiunii (politropică) ; ecuația de continuitate a curentului de aer ; ecuația dinamică a pistonului (perforatorul în poziție orizontală) ; ecuația dinamică a corpului ciocanului (ținînd seamă de forța de avans) ; ecuația mișcării pistonului ; ecuația mișcării corpului ciocanului.

Rezolvarea simultană a acestor ecuații pentru fiecare dintre faze duce la un sistem de ecuații diferențiale ce caracterizează mișcarea ansamblului corp-piston.

Rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale permite obținerea unei ecuații diferențiale de ordinul III, cu coeficienți constanți, care la rîndul ei, fiind rezolvată, permite obținerea : duratei fazei ; a vitezei și accelerației relative a pistonului și a corpului ciocanului la sfîrșitul fazei ; a variației presiunii pe ambele fețe ale pistonului ; a consumului de aer etc.

Deoarece interesează cunoașterea valorilor mișcării absolute a pistonului și corpului ciocanului, se presupune că mișcarea corpului ciocanului se face cu o accelerație după o lege parabolică ; în felul acesta, calculul se apropie mult de realitate și se determină astfel mișcarea relativă a corpului ciocanului.

Cunoscînd viteza absolută a corpului ciocanului și scăzînd-o (sau adunînd-o) din viteza relativă, se obține viteza absolută a pistonului.

Evident că și mișcarea corpului ciocanului, ca și aceea a pistonului, este neregulată, însă, avînd în vedere că impunerea unei legi de variație a mișcării se face pentru un interval de timp scurt, eroarea cu care se obțin parametrii de mișcare a corpului se găsește în limita acceptabilă.

Calculul se execută considerînd cilindrul așezat în poziție orizontală. În text, noțiunile de „partea dinspre mîner” și „partea dinspre sfredel” a cilindrului se precizează prin denumirile mai scurte de „superior” și „inferior”.

În cadrul textului se utilizează următoarele notații :

w — viteza de intrare a aerului în furtun lîngă racord, cm/s ;
w_0 — viteza medie a aerului în furtun, cm/s ;
w_{i2} — viteza de intrare a aerului la sfîrșitul fazei precedente, cm/s ;
p_0 — presiunea în rețea (constantă), kg/cm^2 ;
p_{i2} — presiunea aerului în cilindru la sfîrșitul fazei precedente, kg/cm^2 ;
$\bar{p}$ — presiunea în partea superioară a cilindrului, kg/cm^2 ;
$\Delta\bar{p}$ — creșterea presiunii în cursul fazei, în partea superioară a cilindrului, kg/cm^2 ;
p — presiunea în partea inferioară a cilindrului, kg/cm^2 ;
Δp — creșterea presiunii în cursul fazei, în partea inferioară a cilindrului, kg/cm^2 ;
p_c — presiunea atmosferică (absolută), kg/cm^2 ;
ρ_0 — densitatea aerului în rețea, kgs^2/cm^4 ;
ρ_a — densitatea aerului la presiunea atmosferică, kgs^2/cm^4 ;
ρ — densitata aerului în partea superioară a cilindrului, kgs^2/cm^4 ;
ρ — densitatea aerului în partea inferioară a cilindrului, kgs^2/cm^4 ;
ρ_{i2} — densitatea aerului la sfîrșitul fazei precedente, kgs^2/cm^4 ;
n — exponentul politropic ;
$\bar{A}$ — suprafața utilă a pistonului și a capacului superior al cilindrului, cm^2 ;
A — idem, pentru partea inferioară a cilindrului, cm^2 ;
y_p — ordonata cursei pistonului, cm ;
y_c — ordonata cursei corpului ciocanului, cm ;
y_{pi2} — ordonata cursei pistonului la sfîrșitul fazei precedente, cm ;
y_{ci2} — ordonata cursei corpului ciocanului la sfîrșitul fazei precedente, cm ;
$y'_{p(c)i_2}$ — viteza pistonului (corpul ciocanului) la sfîrșitul fazei precedente, cm/s ;
$y''_{p(c)i_2}$ — accelerația pistonului (corpului ciocanului) la sfîrșitul fazei precedente, cm/s^2 ;
ξ_1 — coeficientul de rezistență la orificiile de evacuare a aerului ;
ξ_3 — coeficientul de rezistență la racord la partea inferioară a cilindrului ;
ξ_2 — coeficientul de rezistență la racord la partea superioară a cilindrului ;
f_1 — suprafața orificiilor de evacuare a aerului, cm^2 ;
f_0 — secțiunea furtunului lîngă racord, cm^2 ;
R_0 — rezistența la mișcare a pistonului (frecarea pistonului de pereții cilindrului), kgf ;
F — forța de apăsare asupra ciocanului (din partea lucrătorului sau a suportului), kgf ;
c — viteza de scurgere a aerului din cilindru, cm/s ;
m_p — masa pistonului, kgs^2/cm ;
m_c — masa ciocanului, kgs^2/cm ;
Q — consumul de aer al ciocanului, cm^3/min ;
η_1 — randamentul mașinii pînă la percuție ;
L_a — lucrul mecanic al aerului de alimentare, kgfm/min ;
n' — numărul de lovituri pe minut ;
T — timpul total al cursei active și de revenire a pistonului, s ;
v_0 — viteza pistonului în momentul percuției, cm/s.

Faza I. În figura 1 este redată schema de funcționare a unui motor cu piston liber cu distribuția prin piston, unde : c_s, c_i reprezintă partea superioară, respectiv partea inferioară, a cilindrului ;

1 — canalul de admisiune a aerului comprimat în spațiul inelar 6 ;
2, 4 — canalele pentru admisiunea aerului în partea superioară, respectiv în partea inferioară, a cilindrului ;
3, 5 — orificii de evacuare a aerului din partea superioară, respectiv inferioară, a cilindrului.

La începutul acestei faze se consideră pistonul în poziția limită superioară. Se neglijează volumul format de perna de aer din partea superioară a cilindrului (fig. 2).

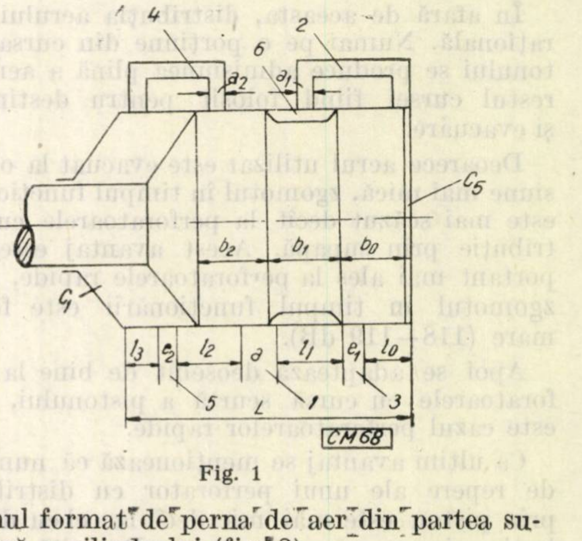


Fig. 1

Faza întîi a cursei active se consideră de la începutul pînă la sfîrșitul deschiderii orificiului de admisiune *1*. Deci, spațiul parcurs de ansamblul corp-piston în această fază este $y_p + y_c$.

Faza II. Ansamblul corp-piston parcurge un spaţiu corespunzător pînă la închiderea canalului de evacuare *5*. Aerul mai pătrunde din reţea în partea superioară a cilindrului cu viteza *w*. Faza a doua se consideră de la începutul pînă la sfîrşitul închiderii canalului *a*, şi închiderea completă a canalului de evacuare *5* de către muchia inferioară a pistonului (fig. 3).

Presiunea în partea inferioară a cilindrului în cursul fazei creşte şi aerul iese în atmosferă cu viteza *c*.

Faza III. Faza a treia se consideră de la începutul închiderii complete a orificiului de evacuare *5* pînă la începutul deschiderii orificiului de evacuare *3*. Admisiunea aerului în cilindru în tot cursul fazei încetează. În partea superioară a cilindrului aerul se destinde, iar aerul rămas în partea inferioară este comprimat (fig. 4).

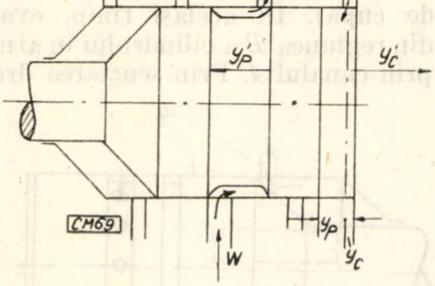


Fig. 2

Masa de aer cuprinsă atît în partea superioară, cît şi în partea inferioară a cilindrului, este constantă.

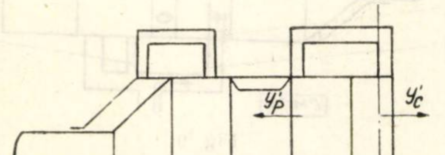


Fig. 3

Faza IV. Se consideră de la începutul deschiderii orificiului de evacuare *3* pînă la sfîrşitul cursei sau de la începutul deschiderii canalului de admisiune *4* pînă la sfîrşitul cursei (fig. 5).

Aerul din partea superioară a cilindrului este evacuat în atmosferă cu viteza *c*.

În partea inferioară a cilindrului se formează o pernă de aer, ca urmare a admisiunii aerului prin canalul *4*. Datorită acestei perne de aer, viteza pistonului se va micşora, ca urmare, energia cinetică în momentul percuţiei va scădea.

Faza V. Se consideră din poziţia unde s-a efectuat percuţia pînă la sfîrşitul închiderii orificiului de evacuare *3* sau pînă la sfîrşitul închiderii canalului de admisiune *4*. Deci, drumul parcurs de piston şi corpul ciocanului este e_1 (fig. 6).

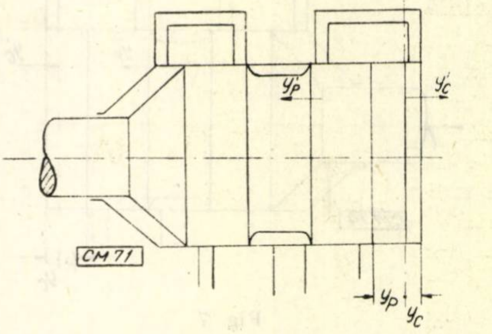


Fig. 4

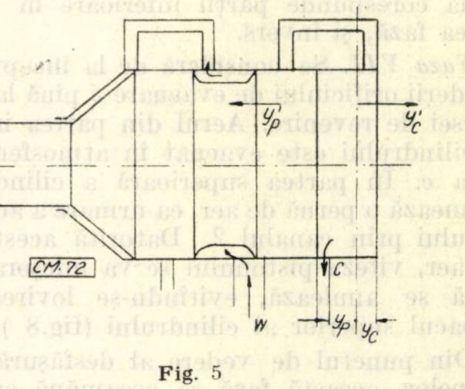


Fig. 5

La începutul fazei, în partea superioară a cilindrului presiunea este egală cu cea atmosferică.

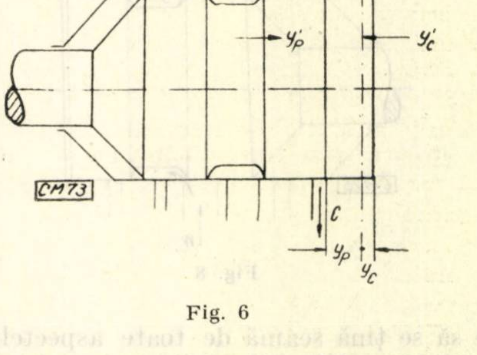


Fig. 6

În cursul fazei, presiunea creşte şi aerul este refulat în atmosferă prin orificiul de evacuare *3*, cu viteza *c*.

Faza VI. În cursul întregii faze, orificiile de evacuare *3* şi *5* sînt închise (fig. 7).

Masa de aer cuprinsă în partea inferioară şi superioară a cilindrului este constantă.

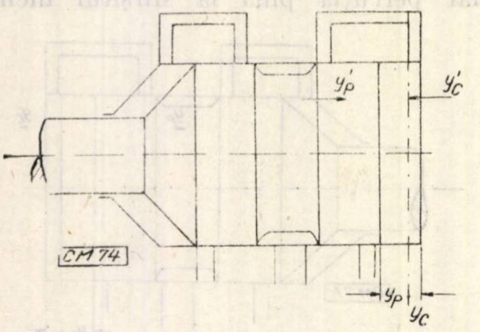


Fig. 7

Această fază se consideră de la sfîrşitul închiderii orificiului de evacuare *3* pînă la începutul deschiderii orificiului de evacuare *5*. Sub raportul desfăşurării fenomenelor, această fază corespunde în întregime fazei a treia, cu deosebirea că partea superioară a cilindrului în faza a treia corespunde părţii inferioare în cea de-a şasea fază, şi invers.

Faza VII. Se consideră de la începutul deschiderii orificiului de evacuare *5* pînă la sfîrşitul cursei de revenire. Aerul din partea inferioară a cilindrului este evacuat în atmosferă cu viteza *c*. În partea superioară a cilindrului se formează o pernă de aer, ca urmare a admisiunii aerului prin canalul *2*. Datorită acestei perne de aer, viteza pistonului se va micşora treptat pînă se anulează, evitîndu-se lovirea sa de capacul superior al cilindrului (fig.8).

Din punctul de vedere al desfăşurării fenomenelor, această fază se aseamănă cu faza a patra.

Formulele care caracterizează fazele analizate sînt redate în tabelele centralizatoare de calcul. Analiza fenomenologică prezentată permite să se ţină seamă de toate aspectele care apar în timpul funcţionării unui perforator cu distribuţia prin piston. Ea poate fi utilizată atît la verificarea parametrilor constructivi ai unui perforator, cît şi la proiectarea de noi tipuri.

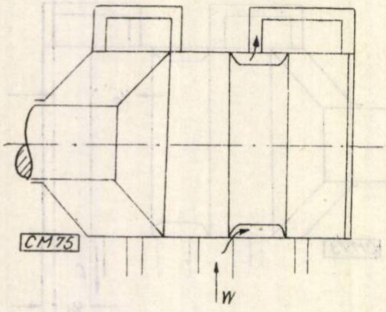


Fig. 8

Folosindu-se metoda de calcul prezentată, colectivul şi-a propus realizarea unui ciocan perforator cu distribuţia prin piston, la proiectarea căruia s-au urmărit următoarele obiective : drumul aerului comprimat pentru alimentarea la cursa activă a pistonului să fie cît mai scurt posibil, evitîndu-se astfel pierderile locale de presiune ; simplificarea construcţiei pistonului şi a cilindrului ; mărirea cuplului de rotire ; micşorarea lungimii ciocanului.

În mare măsură aceste obiective au fost realizate. După cum reise din schema distribuţiei (fig. 9), pentru alimentarea cu aer a părţii *A* a cilindrului, în vederea executării cursei active, aerul este admis prin canalul *1*, spaţiul inelar *2* şi prin canalele radiale *3* (capul pistonului are formă de cupă). În acelaşi timp, evacuarea aerului din regiunea *B* a cilindrului în atmosferă se face prin canalul *4*. Prin scurtarea drumului aerului, în vederea alimentării la cursa activă, se micşorează şi pierderile locale de presiune. Pentru alimentarea cu aer a regiunii *B* a cilindrului, în vederea executării cursei de revenire a pistonului aerul intră prin canalul *5*, prin spaţiul inelar *6*, prin degajarea *7* frezată în peretele cilindrului şi de aici în cilindru. Aerul din partea *A* a cilindrului este evacuat în atmosferă prin canalele radiale *3*, prin spaţiul inelar *2* şi prin canalul *8*.

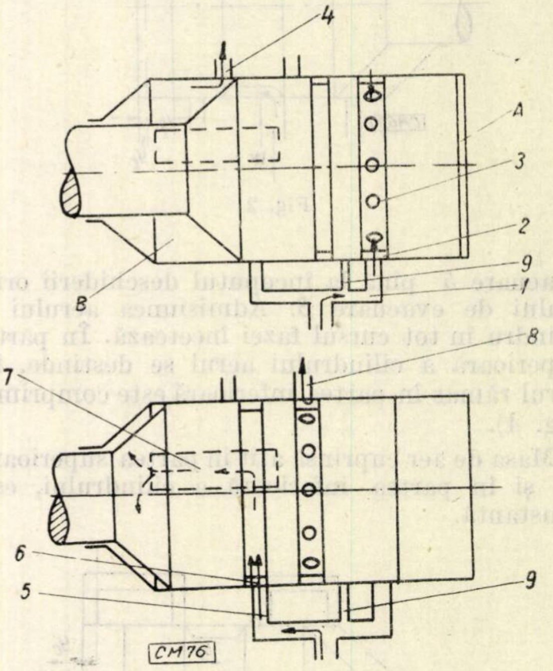


Fig. 9

Pe baza schemei de distribuţie, redată în figura 9, s-a trecut la proiectarea şi executarea prototipului de ciocan perforator CP-24 M (fig. 10).

Caracteristic la acest perforator, în plus faţă de cele amintite în legătură cu schema de distribuţie a aerului, este amplasarea mecanismului cu clicheţi în capul pistonului.

Această amplasare determină următoarele avantaje : folosirea judicioasă a spațiului din capul pistonului, care în caz contrar rămîne neutilizat ; se scurtează mult tija pistonului și

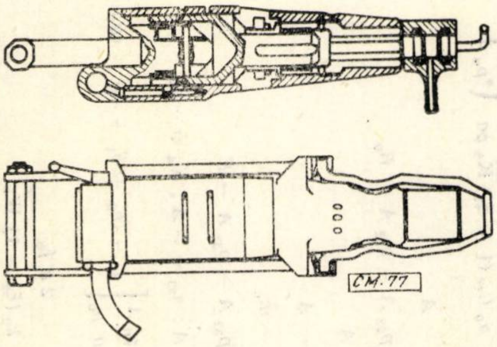


Fig. 10

deci se micșorează lungimea întregului perforator ; tija pistonului este mai rigidă, avînd numai canale longitudinale.

Avantajul hotărîtor pe care îl prezintă această amplasare este mărirea momentului de rotire. În cazul amplasării mecanismului cu clicheți pe tija pistonului, brațul momentului este de 20 mm . În cazul amplasării în capul pistonului, brațul momentului va fi de 40 mm, deci, la aceeași forță de apăsare a aerului asupra pistonului, momentul de rotire se va dubla.

Momentul mare de rotire permite ca, prin mărirea forței de apăsare asupra perforatorului și utilizarea unui tăiș corespunzător, să se poată perfora în regim rotopercutant, ceea ce aduce cu sine o mărire substanțială a vitezei de perforare.

Perforatorul CP-24M este prevăzut să lucreze cu injecția laterală de apă pentru spălarea găurii.

Caracteristicile tehnice ridicate pe standul Uzinei „Independența" — Sibiu sînt redate în tabela 1.

În comparație cu perforatoarele T-10 și T-10S care au diametrul cilindrului de 100 mm, la perforatorul CP-24M se remarcă greutatea mai mică (24 kg, față de 28 kg cît are perforatorul T-10) și consumul de aer mai redus (2,2 m^3/min, față de 2,9 m^3/min la T-10S).

În tabela 2 sînt redate în mod comparativ caracteristicile tehnice ale diferitelor tipuri de perforatoare fabricate în țară (inclusiv perforatorul CP-24 fabricat recent la Uzina „Independența"-Sibiu) și ale perforatorului CP-24M (pentru toate tipurile $p = 5$ at).

În comparație cu perforatorul CP-24 (prevăzut cu distribuția aerului cu supapă oscilantă), CP-24M se remarcă printr-un consum mult mai scăzut de aer (2,2 m^3/min, față de 4,0 m^3/min), ceea ce confirmă afirmația făcută, și anume că distribuția aerului prin piston este deosebit de rațională.

Lucrul mecanic de percuție este mai scăzut la CP-24M, însă nu în același raport în care se găsesc consumurile de aer.

Din tabela 2 reiese, de asemenea, că perforatorul CP-24M are numărul de repere scăzut la

Tabela 1

Tipul perforatorului	Uzina sau firma producătoare	Greutatea ciocanului, kgf	Nr. de lovituri/min	Cuplul de rotire, kgf/cm	Consumul de aer, m^3/min	Diametrul pistonului, mm	Cursa pistonului, mm	Lucrul mecanic de percuție, kgfm
PR–21	U.R.S.S. Komunist	21	2 600	95	2,0	76	35	2,5
PR–21V	U.R.S.S. Komunist	22	3 100	180	3,0	76	—	—
Tampella T–10	Finlanda Spüd Finn	28	3 200	—	3,1	100	32	4,0
Tampella T–10S	Finlanda Spüd Finn	—	3 400	—	2,9	100	25	4,1
CP–24M	R.P.R. „Independența" Sibiu	24	2 800	—	2,2	94	31	3,5–3,8

Tabela 2

Tipul perforatorului	Greutatea perforatorului, kgf	Diametrul pistonului, mm	Cursa pistonului, mm	Consumul de aer, m^3/min	Nr. de lovituri/min	Lucrul mecanic de percuție, kgfm	Puterea de percuție CP	Număr de repere
CP–19	19	60	54	1,7	2 100	1,9	0,88	52
CP–17	17	62	67	1,6	1 570	3,4	1,19	42
CP–23	23	66	70	1,8	1 680	2,3	0,86	64
CP–29	29	65	87	2,2	1 400	4,5	1,74	70
CP–24	24	80	60	4,0	2 500	4–5	2,22	41
CP–24M	24	94	31	2,2	2 800	3,5–3,8	2,18	25

Tabela centralizatoare A

Faza I	Faza II	Faza III	Faza IV
$a_{11} = \frac{a}{3 n' p_0}$ $a_{12} = \frac{2 f_0}{W_0 (\xi_3 - 1) \overline{A} \rho_0}$ $a_{13} = \left(- \frac{1}{m_p} + \frac{1}{m_c} \right) \overline{A}$ $a_{14} = - a_{15} - a_{16}$ $a_{15} = \frac{p_0 \overline{A} - p_a A - R_0}{m_p}$ $a_{16} = \frac{p_0 \overline{A} - p_a A - F}{m_c}$	$a_{11} = \frac{(y'_p + y'_c)_{12} \overline{A}}{n' \overline{p}_{12} f_0} \left(\frac{\overline{p}_{12}}{p_a} \right)^{\frac{1}{n}} - a_{15}$ $a_{12} = \frac{\overline{A} (y_p + y_c)_{12}}{n' \overline{p}_{12} f_0} \left(\frac{\overline{p}_{12}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}}$ $a_{13} = \frac{\overline{A}}{f_0} \left(\frac{\overline{p}_{12}}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}}$ $a_{14} = W_{12}$ $a_{15} = \frac{2}{\rho_0 W_{12} (1 - \xi_3)} \left(\frac{\overline{p}_{12}}{p_0} \right)^{-\frac{1}{n}}$ $a_{21} = \frac{3 (y'_p + y'_c)_{12} A}{n' p_a f_1} - \frac{2}{\rho_0 W_{12} (1 + \xi_1)}$ $a_{22} = - \frac{3 (L - f_3 - e_2) A}{f_1 n' p_a}$ $a_{23} = \frac{3 A}{f_1}$ $a_{31} = - (\overline{p}_{12} \overline{A} - p_a A - R_0)$ $a_{32} = \overline{A}$ $a_{33} = A$ $a_{34} = - m_p$ $a_{41} = - (\overline{p}_{12} \overline{A} - p_a A - F)$ $a_{42} = \overline{A}$ $a_{43} = - A$ $a_{44} = - m_c$	$a_{11} = 2 (y'_p + y'_c)_{22}$ $a_{12} = - l_3$ $a_{13} = n' p_{22}$ $a_{21} = 2 (y'_p + y'_c)_{22}$ $a_{22} = - l_0$ $a_{23} = n' p_{22}$ $a_{31} = -(\overline{p}_{22} \overline{A} - p_{22} A - R_0)$ $a_{32} = \overline{A}$ $a_{33} = - A$ $a_{34} = - m_p$ $a_{41} = - (\overline{p}_{22} \overline{A} - p_{22} A - F)$ $a_{42} = \overline{A}$ $a_{43} = - A$ $a_{44} = - m_c$	$a_{11} = \frac{f_1}{3} a_{14} \left(\frac{p_a}{p_{32}} \right)^{\frac{1}{n}}$ $a_{12} = - a_{15} \frac{f_1}{3} \left(\frac{p_a}{p_{32}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{\overline{A} (y'_p + y'_c)_{32}}{\overline{K}_1 \overline{p}_{32}}$ $a_{13} = - \frac{\overline{A}}{n \overline{p}_{32}} (+ y_p y_c)_{32}$ $a_{14} = \frac{2 n' p_a}{\alpha_0 (n' - 1)(1 + \xi_1) C_{vc} \rho_a} \left[\left(\frac{\overline{p}_{32}}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \leqslant C_{vo}$ $\alpha_0 = \frac{2 n' p_a}{(n' - 1)(1 + \xi_1) \rho_a C_{vc}} \left[\left(\frac{\overline{p}_{32}}{p_a} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$ $a_{15} = \frac{2 n'}{\alpha_0 C_{vc} (1 + \xi_1) \overline{K}_2 \rho a} \left(\frac{\overline{p}_{32}}{p_a} \right)^{-\frac{1}{n}}$ $a_{16} = - \overline{A}$ $a_{21} = \overline{p}_{32} \overline{A} - p_{32} A - R_0$ $a_{22} = \overline{A}$ $a_{23} = - A$ $a_{24} = - m_p$ $a_{31} = \overline{p}_{32} \overline{A} - p_{32} A - F$ $a_{32} = \overline{A}$; $a_{33} = - A$; $a_{34} = - m_c$ $a_{41} = \frac{\rho_0 A}{n' p_0} \left[L - (b_0 + b_1 + b_2) - (y_p + y_c) \right]$ $a_{42} = \frac{2 n' f_0}{k_2 (\xi_2 - 1) W_x}$ $a_{43} = \rho_0 A$

Tabela centralizatoare A (*continuare*)

Faza V	Faza VI	Faza VII
$a_{11} = \overline{A}\,\frac{(y_p' + y_c')_{42}}{n'\,p_a} - \frac{2\,f_1}{3\,C_{22}\,(1 + \xi_1)\,\rho_a}$	$a_{11} = \frac{(y_p' + y_c')_{52}\,\overline{A}}{f_0\,n'\,p_{52}}\left(\frac{p_{52}}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}} - a_{15}$	$a_{11} = \frac{f_1}{3}\,a_{14}\left(\frac{p_a}{p_{62}}\right)^{\frac{1}{n}}$
$a_{12} = -\frac{\overline{A}}{n'\,p_a}\left(l_0 + \frac{e_1}{3}\right)$	$a_{15} = \frac{2}{W_{52}\,(1 - \xi_2)\,\rho_0}\left(\frac{p_0}{p_{52}}\right)^{\frac{1}{n}}$	$a_{12} = -a_{15}\,\frac{f_1}{3}\left(\frac{p_a}{p_{62}}\right)^{\frac{1}{n}} - \frac{A\,(y_p' + y_c')_{62}}{K_1\,p_{62}}$
$a_{13} = \overline{A}$	$a_{12} = \frac{l_3\,A}{f_0\,n\,p_{32}}\left(\frac{p_{52}}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}$	$a_{13} = -\frac{A}{n'p_{62}}\,(y_p + y_c)_{62}$
$a_{21} = \frac{A\,(y_p' + y_c')_{42}}{\mathrm{n}'\,\mathrm{p}_{42}} + \frac{2\,f_0}{(\xi_2 - 1)\,W_1\,\rho_{42}}$	$a_{13}\ \frac{\overline{A}}{f_0}\left(\frac{p_{52}}{p_0}\right)^{\frac{1}{n}}$	$a_{14} = \frac{2\,n'\,p_a}{\alpha_0\,(n' - 1)\,(1 + \xi_1)\,C_{vc}\,\rho_a}\left[\left(\frac{p_{62}}{p_a}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$
$a_{22} = \frac{A}{n'\,p_{42}}\,e_1$	$a_{14} = W_{52}$	$\alpha_0 = \frac{2\,n'\,p_a}{(n' - 1)\,(1 + \xi_1)\,\rho_a\,C_{vi}^2}\left[\left(\frac{p_{62}}{p_u}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right]$
$a_{23} = A$	$a_{21} = 2\,(y_p' + y_c')_{52}$	$a_{15} = \frac{2\,n}{\alpha_0\,C_{vc}\,(1 + \xi_1)\,K_2\,\rho_a}\left(\frac{p_{62}}{p_a}\right)^{-\frac{1}{n}}$
$a_{31} = -\overline{A}$	$a_{22} = -l_0$	$a_{16} = -A$
$a_{32} = A$	$a_{23} = n'\,\overline{\mathrm{p}}_{52}$	$a_{21} = p_{62}\,A - \overline{\mathrm{p}}_{62}\,\overline{A} - R_0$
$a_{33} = m_{pr}$	$a_{31} = -(p_{52}\,A - \overline{\mathrm{p}}_{52}\,\overline{A} - R_0)$	$a_{22} = A$
$a_{34} = -(p_{42}\,A - p_a\,\overline{A} - R_0)$	$a_{32} = A$	$a_{23} = -\overline{A}\,;\ a_{24} = -m_{pr}$
$a_{41} = -\overline{A}$	$a_{33} = -\overline{A}$	$a_{31} = p_{62}\,A - \overline{\mathrm{p}}_{22}\,\overline{A} + F$
$a_{42} = A$	$a_{34} = m_{pr}$	$a_{32} = A\,;\ a_{33} = -\overline{A}\,;\ a_{34} = -m_c$
$a_{43} = m_c$	$a_{41} = -(p_{52}\,A - \overline{\mathrm{p}}_{52}\,\overline{A} + F)$	$a_{41} = \frac{\rho_0\,\overline{A}}{n'\,p_0}\,[(y_p + y_1)_{62} - (y_p + y_c)]$
	$a_{42} = \overline{A}$	$a_{42} = \frac{2\,n'\,f_0}{\overline{K}_2\,(\xi_3 - 1)\,W_x}$
	$a_{43} = -\overline{A}$	
$a_{44} = -(p_{42}\,A - p_a\,\overline{A} + F)$	$a_{44} = m_c$	$a_{43} = \rho_0\,A$

Tabela centralizatoare B

Nr. fazei	Coeficienţii B_i
I	—
II	$B_1 = \frac{a_{21}}{a_{22}} + \frac{a_{11}}{a_{12}}$; $B_2 = \frac{a_{11}\,a_{21}}{a_{12}\,a_{22}} - a_{13}\left(\frac{a_{32}\,a_{44} + a_{42}\,a_{34}}{a_{12}\,a_{34}\,a_{44}}\right) - a_{23}\left(\frac{a_{33}\,a_{44} + a_{43}\,a_{34}}{a_{22}\,a_{34}\,a_{44}}\right)$ $B_3 = \frac{-a_{13}\,a_{21}(a_{32}\,a_{44} + a_{42}\,a_{34}) - a_{11}\,a_{23}(a_{33}\,a_{44} + a_{43}a_{34})}{a_{12}\,a_{22}\,a_{34}\,a_{44}}$; $B_4 = \frac{-a_{13}\,a_{21}(a_{31}\,a_{44} + a_{41}\,a_{34}) - a_{14}\,a_{23}(a_{33}\,a_{44} + a_{43}\,a_{34})}{a_{12}\,a_{22}\,a_{34}\,a_{44}}$
III	$B_1 = \frac{a_{21}}{a_{22}} + \frac{a_{11}}{a_{12}}$; $B_2 = \frac{a_{11}\,a_{21}}{a_{22}\,a_{12}} - a_{23}\left(\frac{a_{32}\,a_{44} + a_{42}\,a_{34}}{a_{12}\,a_{34}\,a_{44}}\right) - a_{13}\left(\frac{a_{33}\,a_{44} + a_{34}\,a_{43}}{a_{12}\,a_{34}\,a_{44}}\right)$ $B_3 = \frac{-a_{11}\,a_{23}(a_{32}\,a_{44} + a_{34}\,a_{42}) - a_{13}\,a_{21}(a_{33}\,a_{44} + a_{34}\,a_{43})}{a_{12}\,a_{22}\,a_{34}\,a_{44}}$ $B_4 = -a_{11}\,a_{23}\left(\frac{a_{31}\,a_{44} + a_{34}\,a_{41}}{a_{12}\,a_{22}\,a_{34}\,a_{44}}\right)$
IV	$B_1 = \frac{a_{12}}{a_{13}} + \frac{a_{42}}{a_{41}}$; $B_2 = \frac{a_{42}\,a_{12}}{a_{41}\,a_{13}} - \frac{a_{16}(a_{22}\,a_{34} + a_{32}\,a_{24})}{a_{24}\,a_{34}\,a_{13}} - \frac{a_{43}(a_{23}\,a_{34} + a_{33}\,a_{24})}{a_{41}\,a_{24}\,a_{34}}$ $B_3 = -\frac{a_{12}\,a_{43}(a_{23}\,a_{34} + a_{33}\,a_{24}) + a_{16}\,a_{42}(a_{22}\,a_{34} + a_{32}\,a_{24})}{a_{41}\,a_{34}\,a_{24}\,a_{13}}$; $B_4 = \frac{a_{16}\,a_{42}(a_{21}\,a_{34} + a_{31}\,a_{24}) - a_{11}\,a_{43}(a_{23}\,a_{34} + a_{33}\,a_{24})}{a_{41}\,a_{34}\,a_{24}\,a_{13}}$
V	$B_1 = \frac{a_{11}}{a_{12}} + \frac{a_{21}}{a_{22}}$; $B_2 = \frac{a_{21}\,a_{11}}{a_{22}\,a_{12}} - \frac{a_{23}(a_{32}\,a_{43} + a_{42}\,a_{33})}{a_{22}\,a_{33}\,a_{43}} - a_{13}\frac{(a_{31}\,a_{43} + a_{41}\,a_{33})}{a_{12}\,a_{33}\,a_{43}}$ $B_3 = -\frac{a_{11}\,a_{23}(a_{32}\,a_{43} + a_{42}\,a_{33}) + a_{13}\,a_{21}(a_{31}\,a_{43} + a_{41}\,a_{33})}{a_{12}\,a_{22}\,a_{33}\,a_{43}}$; $B_4 = -a_{11}\,a_{23}\frac{(a_{34}\,a_{43} + a_{44}\,a_{33})}{a_{12}\,a_{22}\,a_{33}\,a_{43}}$
VI	Aceleaşi formule ca în faza a treia.
VII	Aceleaşi formule ca în faza a patra.

Tabela centralizatoare C

Faza I	Faza II		Faza III	Faza IV		Faza V
	$\alpha = \frac{a_{11} + a_{12}\lambda_1}{a_{13}}$ $\beta = \frac{a_{11} + a_{12}\lambda_2}{a_{13}}$ $\gamma = \frac{a_{11} + a_{12}\lambda_3}{a_{13}}$	$\alpha = \frac{a_{11} + a_{12}\lambda_1}{a_{13}}$		$\alpha = \frac{a_{12} + a_{13}\lambda_1}{a_{16}}$ $\beta = \frac{a_{12} + a_{13}\lambda_2}{a_{16}}$ $\gamma = \frac{a_{12} + a_{13}\lambda_3}{a_{16}}$	$\alpha = \frac{a_{12} + a_{13}\lambda_1}{a_{16}}$	$\alpha = \frac{a_{21} + a_{22}\lambda_1}{a_{23}}$ $\beta = \frac{a_{21} + a_{22}\lambda_2}{a_{23}}$ $\gamma = \frac{a_{21} + a_{22}\lambda_3}{a_{23}}$
—	$K_1 = \frac{B_4}{B_3}$ $K_2 = \frac{a_{14} - a_{11} K_1}{a_{13}} - (y_p' + y_c')_{12}$ $K_3 = -(y_p'' + y_c'')_{12}$	$K_1 = \frac{B_4}{B_3}$ $K_2 = \frac{a_{14} - a_{11} K_1}{a_{13}} - (y_p' + y_c')_{12}$ $K_3 = -(y_p'' + y_c'')_{12}$ $K_4 = \frac{a_0 a_{11} + (a_0^2 - b_0^2 a_{12}}{a_{13}}$ $K_5 = \frac{b_0 (a_{11} + 2 a_0 a_{12})}{a_{43}}$	Aceleași formule ca în faza a doua cu deosebirea că la ordonate vom scrie cu indicele „22”.	$K_1 = \frac{B_4}{B_3}$ $K_2 = \frac{a_{11} - a_{12} K_1}{a_{16}} - (y_p' + y_c')_{32}$ $K_3 = -(y_p'' + y_c'')_{32}$	$K_1 = \frac{B_4}{B_3}$ $K_2 = \frac{a_{11} - a_{12} K_1}{a_{16}} - (y_p' + y_c')_{32}$ $K_3 = -(y'' + y_c'')_{32}$ $K_4 = \frac{a_0 a_{12} + a_{13}(a_0^2 - b_0^2)}{a_{16}}$ $K_5 = \frac{b_0 (a_{12} + 2 a_0 a_{13})}{a_{16}}$	$K_1 = \frac{B_4}{B_3}$ $K_2 = -\frac{a_{21}}{a_{23}} K_1 - (y_p' + y_c')_{42}$ $K_3 = -(y_p'' + y_c'')_{42}$

Faza VI	Faza VII
Aceleași formule ca și în faza a doua cu deosebirea că la ordonate se scrie cu indicele „52”.	Aceleași formule ca în faza a patra.

Tabela centralizatoare D

Nr. fazei	Constantele de integrare C_i
I	$C_3 = \dfrac{k_3 - k_1 \lambda_1 \alpha - \frac{1}{\beta - \alpha}(\lambda_2 \beta - \lambda_1 \alpha)(K_2 - K_1 \alpha)}{\lambda_3 \gamma - \lambda_1 \alpha - \frac{\gamma - \alpha}{\beta - \alpha}(\lambda_2 \beta - \lambda_1 \alpha);}$; $C_2 = \dfrac{K_2 - K_1 \alpha - C_3(\gamma - \alpha)}{\beta - \alpha}$; $C_1 = -K_1 - C_2 - C_3$
II	$C_3 = \frac{1}{K_5}[K_3 + K_1 \lambda_1 \alpha - C_2(K_4 - \lambda_1 \alpha)]$; $C_2 = \dfrac{K_2 + K_1 \alpha - \frac{b_0 a_{12}}{K_5 a_{13}}(K_3 + K_1 \lambda_1 \alpha)}{\frac{a_{11} + a_0 a_{12}}{a_{13}} - \frac{b_0 a_{12}}{K_5 a_{13}}(K_4 - \lambda_1 \alpha) - \alpha;}$; $C_1 = -K_1 - C_2$

Tabela centralizatoare D (*continuare*)

Nr. fazei	Constantele de integrare C_i
III	Aceleași formule ca în faza a doua
	$C_3 = \dfrac{(\lambda_2 \beta - \lambda_1 \alpha)(K_2 - K_1 \alpha) + (\alpha - \beta)(K_3 - K_1 \lambda_1 \alpha)}{(\lambda_1 \alpha - \lambda_3 \gamma)(\beta - \alpha) + (\gamma - \alpha)(\lambda_2 \beta - \lambda_1 \alpha);}$; $C_2 = \dfrac{K_2 - K_1 \alpha - C_3(\gamma - \alpha)}{\beta - \alpha}$; $C_1 = K_1 - C_2 - C_3$
IV	$C_2 = \dfrac{K_2 + K_1\alpha - \dfrac{b_0 a_{13}}{k_5 a_{16}}(K_3 + K_1 \lambda_1 \alpha)}{\dfrac{a_{12} + a_0 a_{13}}{a_{16}} - \dfrac{b_0 a_{13}}{k_5 a_{16}}(K_4 - \lambda_1 \alpha) - \alpha}$; $C_3 = \dfrac{1}{K_5}[K_3 + K_1 \lambda_1 \alpha - C_2(K_4 - \lambda_1 \alpha)]$; $C_1 = - K_1 - C_2$
V	Aceleași formule ca în faza a doua.
VI	Aceleași formule ca în faza a doua.
VII	Aceleași formule ca în faza a patra.

Tabela centralizatoare E

Nr. fazei	Viteza de intrare (W) sau de ieșire (C) a aerului	Coeficienții K_i	Coeficienții λ_i
I	$W = \dfrac{2}{W_0 \rho_0 (1 - \xi_3)} \bar{\Delta}_p$	—	—
II	$W = a_{14} + a_{15} \bar{\Delta}_p$ $C = \dfrac{2}{\rho_a W_{12}(1 + \xi_1)} \Delta_p$	—	$\lambda = Z - \dfrac{B_1}{3}$, în care Z sînt rădăcinile ecuației $Z^3 + 3\,pz + 2q = 0$ $3\,p = B_2 - \dfrac{1}{3} B_1^2$ și $2\,q = \dfrac{2}{27} B_1^3 - \dfrac{1}{3} B_1 B_2 + B_3$
III	—	—	Aceleași formule ca în faza a doua

Tabela centralizatoare E (*continuare*)

Nr. fazei	Viteza de intrare (W) sau de ieşire (C) a aerului	Coeficienţii K_i	Coeficienţii λ_i
IV	$C = a_{14} + a_{15}\,\bar{\Delta}_p$ $W = \dfrac{2\,n'}{K_2\,(1-\xi_2)\,W_x\,\rho_0}$ $W_x = \dfrac{1}{5}\,W_0$	$\overline{K}_1 = \dfrac{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{32}}\right)}{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{32}}\right)^{\frac{1}{n}}}$; $\overline{K}_2 = (n-1)\dfrac{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{32}}\right)}{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{32}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}$; $K_2 = (n'-1)\dfrac{1-\left(\dfrac{p_{32}}{p_0}\right)}{1-\left(\dfrac{p_{32}}{p_0}\right)^{\frac{n-1}{n}}}$ $K_1 = \dfrac{1-\left(\dfrac{p_{32}}{p_0}\right)}{1-\left(\dfrac{p_{32}}{p}\right)^{\frac{1}{n}}}$	Aceleaşi formule ca în faza a doua
V	$C = \dfrac{2\,\bar{\Delta}_p}{C_{22}\,(1+\xi_1)\,\rho_a}$ $W = -\dfrac{2\Delta_p}{(\xi_2-1)\,W_x\,\rho_0}$	—	Aceleaşi formule ca în faza a doua
VI	—	—	Aceleaşi formule ca în faza a doua
VII	$C = a_{14} + a_{15}\,\Delta_p$ $W = \dfrac{2\,n'}{\overline{K}_2(1-\xi_3)\,W_x\,\rho_0}\,\bar{\Delta}_p$	$K_1 = \dfrac{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{62}}\right)}{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{62}}\right)^{\frac{1}{n}}}$; $K_2 = (n-1)\dfrac{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{62}}\right)}{1-\left(\dfrac{p_a}{p_{62}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}$; $K_3 = (n-1)\dfrac{1-\left(\dfrac{p_0}{p_{62}}\right)}{1-\left(\dfrac{p_0}{p_{62}}\right)^{\frac{n-1}{n}}}$	Aceleaşi formule ca în faza a doua

Tabela centralizatoare F

Nr. fazei	Creşterea presiunii în partea superioară a cilindrului ($\overline{\Delta}_p$)	Creşterea presiunii în partea inferioară a cilindrului (Δ_p)
I	$\overline{\Delta}_p = \frac{a_{14}}{a_{12}} t$	—
II	$\overline{\Delta}_p = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + C_3 e^{\lambda_3 t} + \frac{B_4}{B_3}$	$\Delta_p = \frac{(a_{31} a_{44} + a_{41} a_{31}) - (a_{32} a_{44} + a_{42} a_{34}) \overline{\Delta}_p - a_{34} a_{44} (y_p'' + y_c'')}{a_{33} a_{44} + a_{43} a_{34}}$
	$\overline{\Delta}_p = C_1 e^{\lambda_1 t} + e^{a_0 t} (C_2 \cos b_0 t + C_3 \sin b_0 t) + \frac{B_4}{B_3}$	Idem ca sus.
III	Aceleaşi formule ca în faza a doua.	$\Delta_p = p_{22} \left\{ \frac{l_3^n}{[L - (b_0 + b_1 + b_2) - (y_p + y_c)]^n} - 1 \right\}$
IV	Aceleaşi formule ca în faza a doua.	$\Delta_p = \frac{-(a_{21} a_{34} + a_{31} a_{24}) - (a_{22} a_{34} + a_{32} a_{24}) \overline{\Delta}_p - a_{24} a_{34} (y_p'' + y_c'')}{a_{23} a_{34} + a_{33} a_{24}}$
V	$\overline{\Delta}_p = \frac{(a_{34} a_{43} + a_{44} a_{33}) - (a_{32} a_{43} + a_{42} a_{33}) \Delta_p - a_{33} a_{43} (y_p'' + y_c'')}{a_{31} a_{43} + a_{41} a_{33}}.$	$\Delta_p = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t} + C_3 e^{\lambda_3 t} + \frac{B_4}{B_3}$
VI	$\overline{\Delta}_p = \left[\left(\frac{l_3}{y_p + y_c} \right)^n - 1 \right] \overline{p}_{52}$	Aceleaşi formule ca în faza a doua în partea superioară a cilindrului.
VII	$\overline{\Delta}_p = \frac{-(a_{21} a_{34} + a_{31} a_{24}) - (a_{22} a_{34} + a_{32} a_{24}) \Delta_p - a_{24} a_{34} (y_p'' + y_c'')}{a_{23} a_{34} + a_{33} a_{24}}$	Aceleaşi formule ca în faza a doua în partea superioară a cilindrului.

Tabela centralizatoare G

Nr. fazei	Acceleraţia relativă a pistonului (sau corpul ciocanului) $(y''_p + y''_c)$ sau y''_p	Spaţiul parcurs de corpul ciocanului (y_c)	Viteza corpului ciocanului (y'_c)	Acceleraţia corpului ciocanului (y''_c)
I	$y''_p = \frac{a_{14}}{a_{12}} \frac{\overline{A}}{m_p} t + a_{15}$	$y_c = \frac{a_{16}}{2} t^2$	$y'_c = \frac{a_{14}}{a_{12}} \frac{\overline{A}}{2m_c} t^2 + a_{16} t$	$y''_c = \frac{a_{14}}{a_{12}} \frac{\overline{A}}{m_c} t + a_{14}$
II	$(y''_p + y''_c) = -C_1 \lambda_1 \alpha\, e^{\lambda_1 t} - C_2 \lambda_2 \beta\, e^{\lambda_2 t} - C_3 \lambda_3 \gamma\, e^{\lambda_3 t}$ $(y''_p + y''_c) = -C_1 \lambda_1 \alpha\, e^{\lambda_1 t} - \frac{1}{a_{13}} [C_2 (a_{11} + a_0 a_{12}) + b_0 C_3 a_{12}] \times$ $\times (a_0 e^{a_0 t} \cos b_0 t - b_0 e^{a_0 t} \sin b_0 t) - \frac{1}{a_{13}} [C_3 (a_{11} + a_0 a_{12}) -$ $- C_2 b_0 a_{12}] (a_0 e^{a_0 t} \sin b_0 t + b_0 e^{a_0 t} \cos b_0 t)$	$y_c = y'_c t + y_{c_{12}}$	$y'_c = y''_c t + y'_{c_{12}}$	$y''_{c_{12}} = \frac{\vec{P}_{12} \overline{A} - (p_{12} A + F)}{m_c}$ $y''_{c_{22}} = \frac{\vec{P}_{22} \overline{A} - (p_{22} A + F)}{m_c}$ $y''_c = \frac{1}{3} (2y''_{c_{12}} + y''_{c_{22}})$
III	Aceleaşi formule ca în faza a doua.	$y_c = y'_c t + y_{c_{22}}$	$y'_c = y''_c t + y''_{c_{22}}$	$y''_{c_{32}} = \frac{\vec{P}_{32} \overline{A} - (p_{32} A + F)}{m_c}$; $y''_c = \frac{1}{3} (2y''_{c_{22}} + y''_{c_{32}})$
IV	Aceleaşi formule ca în faza a doua. $(y''_p + y''_c) = -C_1 \lambda_1 \alpha\, e^{\lambda_1 t} - \frac{1}{a_{16}} [C_2 (a_{12} + a_0 a_{13}) + b_0 C_3 a_{13}] \times$ $\times (a_0 e^{a_0 t} \cos b_0 t - b_0 e^{a_0 t} \sin b_0 t) - \frac{1}{a_{16}} [C_3 (a_{12} + a_0 a_{13}) - C_2 b_0 a_{13}] \times$ $\times (a_0 e^{a_0 t} \sin b_0 t + b_0 e^{a_0 t} \cos b_0 t)$	$y_c = y'_c t + y_{c_{32}}$	$y'_c = y''_c t + y'_{c_{32}}$	$y''_{c_{42}} = \frac{\vec{P}_{42} \overline{A} - (p_{42} A + F)}{m_c}$ $y''_c = \frac{1}{3} (2y''_{c_{02}} + y''_{c_{42}})$
V	$(y''_p + y''_c) = -C_1 \lambda_1 \alpha\, e^{\lambda_1 t} - C_2 \lambda_2 3\, e^{\lambda_2 t} - C_3 \lambda_3 \gamma\, e^{\lambda_3 t}$	$y_c = y'_c t + y_{c_{42}}$	$y'_c = y''_c t + y'_{c_{42}}$	$y''_{c_{42}} = \frac{\vec{P}_{42} \overline{A} - (p_{42} A + F)}{m_c}$ $y''_{c_{52}} = \frac{\vec{P}_{52} \overline{A} - (p_{52} A + F)}{m_c}$ $y''_c = \frac{1}{3} (2y''_{c_{42}} + y''_{c_{52}})$
VI	Aceleaşi formule ca în faza a doua.	$y_c = y'_c t + y_{c_{52}}$	$y'_c = y''_c t + y'_{c_{52}}$	$y''_{c_{62}} = \frac{\vec{P}_{62} \overline{A} - (p_{62} A + F)}{m_c}$; $y''_c = \frac{1}{3} (2y''_{c_{52}} + y''_{c_{62}})$
VII	Aceleaşi formule ca în faza a patra.	$y_c = y'_c t + y_{c_{62}}$	$y'_c = y''_c t + y'_{c_{62}}$	$y''_{72} = \frac{\vec{P}_{72} \overline{A} - (p_{72} A + F)}{m_c}$; $y''_c = \frac{1}{3} (2y''_{c_{62}} + y''_{c_{72}})$

Tabela centralizatoare II

Nr. fazei	Spațiul parcurs de piston și corpul ciocanului $(y_p + y_c)$ sau y_p	Viteza relativă a pistonului (sau corpului ciocanului) $(y'_p + y'_c)$ sau y'_p
I	$y_p = \frac{a_{15}}{2} t^2$	$y'_p = \frac{a_{14}}{a_{12}} \frac{\overline{A}}{2 m_p} t^2 + a_{15} t$
	$(y_p+y_c)-(y_p+y_c)_{12} = \frac{a_{14}-a_{11} K_1}{a_{13}} t + \frac{C_1 \alpha}{\lambda_1}(1-e^{\lambda_1 t}) + \frac{C_2 \beta}{\lambda_2}(1-e^{\lambda_2 t}) + \frac{C_3 \gamma}{\lambda_3}(1-e^{\lambda_3 t})$	$(y'_p + y'_c) = \frac{a_{14} - a_{11} K_1}{a_{13}} - C_1 \alpha e^{\lambda_1 t} - C_2 \beta e^{\lambda_2 t} - C_3 \gamma e^{\lambda_3 t}$
II	$(y_p + y_c) - (y_p + y_c)_{12} = \frac{a_{14}-a_{11} K_1}{a_{13}} t + \frac{C_1 \alpha}{\lambda_1}(1-e^{\lambda_1 t}) - \frac{C_2 (a_{11}+a_0 a_{12}) + b_0 C_3 a_{12}}{a_{13}(a_0^2 + b_0^2)} \times$ $\times [e^{a_0 t}(a_0 \cos b_0 t + b_0 \sin b_0 t) - a_0] - \frac{C_3 (a_{11} + a_0 a_{12}) - b_0 C_2 a_{12}}{a_{13}(a_0^2 + b_0^2)} \times$ $\times [e^{a_0 t}(a_0 \sin b_0 t - b_0 \cos b_0 t) + b_0]$	$(y'_p + y'_c) = \frac{a_{14} - a_{11} K_1}{a_{13}} - C_1 \alpha e^{\lambda_1 t} - \frac{e^{a_0 t}}{a_{13}} [(a_{11} C_2 + a_0 a_{12} C_2 + b_0 a_{12} C_3) \cos b_0 t +$ $+ (a_{11} C_3 + a_0 a_{12} c_3 - b_0 a_{12} c_2) \sin b_0 t]$
III	Aceleași formule ca în faza a doua cu deosebire că în loc de $(y_p + y_c) - (y_p + y_c)_{12}$ apare $(y_p + y_c) - (y_p + y_c)_{22}$	Aceleași formule ca în faza a doua
	$(y_p + y_c) - l_0 = \frac{a_{11}-a_{12} K_1}{a_{16}} t + \frac{C_1 \alpha}{\lambda_1}(1-e^{\lambda_1 t}) + \frac{C_2 \beta}{\lambda_2}(1-e^{\lambda_2 t}) + \frac{C_3 \gamma}{\lambda_3}(1-e^{\lambda_3 t})$	$(y'_p + y'_c) = \frac{a_{11} - a_{12} K_1}{a_{16}} - C_1 \alpha e^{\lambda_1 t} - C_2 \beta e^{\lambda_2 t} - C_3 \gamma e^{\lambda_3 t}$
IV	$(y_p+y_c)-l_0 = \frac{a_{11}-a_{12} K_1}{a_{16}} t + \frac{C_1 \alpha}{\lambda_1}(1-e^{\lambda_1 t}) - \frac{C_2 (a_{12}+a_0 a_{13}) + b_0 C_3 a_{13}}{a_{16}(a_0^2 + b_0^2)} [e^{a_0 t}(a_0 \cos b_0 t +$ $+ b_0 \sin b_0 t) - a_0] - \frac{C_3 (a_{12}+a_0 a_{13}) - b_0 C_2 a_{13}}{a_{16}(a_0^2 + b_0^2)} [e^{a_0 t}(a_0 \sin b_0 t - b_0 \cos b_0 t) + b_0]$	$(y'_p + y'_c) = \frac{a_{11} - a_{12} K_1}{a_{16}} - C_1 \alpha e^{\lambda_1 t} - \frac{e^{a_0 t}}{a_{16}} [(a_{12} C_2 + a_0 a_{13} C_2 +$ $+ b_0 a_{13} C_3) \cos b_0 t + (a_{12} C_3 + a_0 a_{13} C_3 - b_0 a_{13} C_2) \sin b_0 t]$
V	$(y_p+y_c)_{42}-(y_p+y_c) = -\frac{a_{21}}{a_{23}} K_1 t + \frac{C_1 \alpha}{\lambda_1}(1-e^{\lambda_1 t}) + \frac{C_2 \beta}{\lambda_2}(1-e^{\lambda_2 t}) + \frac{C_3 \gamma}{\lambda_3}(1-e^{\lambda_3 t})$	$(y'_p + y'_c) = -\frac{a_{21}}{a_{23}} K_1 - C_1 \alpha e^{\lambda_1 t} - C_2 \beta e^{\lambda_2 t} - C_3 \gamma e^{\lambda_3 t}$
VI	Aceleași formule ca în faza a doua cu deosebirea că în loc de $(y_p + y_c) - (y_p + y_c)_{12}$ apare $(y_p + y_c)_{52} - (y_p + y_c)$	Aceleași formule ca în faza a doua
VII	Aceleași formule ca în faza a patra	Aceleași formule ca în faza a patra

aproape jumătate faţă de perforatoarele CP-17 şi CP-24. Aici trebuie să se mai ţină seamă şi de faptul că toate piesele sînt, în general, simplu de executat. Aceasta poate să ducă la mărirea capacităţii de producţie a uzinei şi la micşorarea preţului de cost al perforatorului.

În concluzie, metoda de calcul expusă permite să se ţină seamă de toate fenomenele care se petrec în timpul funcţionării unui ciocan perforator cu distribuţia prin piston.

Studiul mişcării corpului ciocanului precizează date preţioase, în ce priveşte reculul şi cunoaşterea tuturor caracteristicilor acestuia.

Prin introducerea în calcul a forţei de avans al ciocanului se ţine seamă de acţiunea mediului exterior (suportul pneumatic), care are o mare influenţă asupra modului de funcţionare a ciocanului.

Metoda de calcul se poate utiliza atît la verificarea parametrilor constructivi ai unui ciocan perforator cu distribuţia prin piston, cît şi la proiectarea unor noi tipuri.

---

[1] *Bernadskii, G. I.* şi *Sudakovici, D. I.* Pnevmaticeskii rucinoi instrument. Moscova, Maşghiz, 1952. [2] *Mostkov, V. M.* Osnovî teorii pnevmaticeskovo burenia. Ugletehizdat, 1952. [3] *Keie, R.* Isledovanie ţicla udarnovo burenia. Ugletehizdat, 1956. [4] *Babenko, S. F.* şi *Diadora, A. F.* Bezklapanîie perforatorî. În : Gornîi Jurnal, nr. 5, 1959. [5] *Darabont, A.* Contribuţii la teoria energetică a ciocanelor pneumatice miniere. Lucrările ştiinţifice ale Institutului de mine, Petroşani, vol. **III**, 1962.

CZ 621 :338.062.172

Eficienţa economică a asimilării producţiei de serie a unor maşini noi în cazul abandonării fabricaţiei de maşini demodate

ION STĂNCIOIU

Apariţia continuă de materiale noi, de concepţii noi, de criterii noi de calcul şi apreciere face ca o maşină considerată pe deplin satisfăcătoare la un moment dat să fie uzată moral în momentul următor.

Întrucît factorii care influenţează uzura morală nu pot fi încă puşi sub formă de relaţii cantitative, astfel încît să se poată determina exact momentul optim al înlocuirii, unui produs cu altul nou, se utilizează datele statistice ale experienţei de uzină, cum şi cunoştinţele în legătură cu tendinţele noi pe baza cărora se poate aproxima intervalul de timp după care trebuie efectuată înlocuirea, fundamentînd-o prin analize şi calcule de eficacitate economică a asimilării noului produs în raport cu cel vechi.

Aşa cum s-a precizat într-un articol precedent, după ce se aleg 3—4 dintre cele mai moderne modele, pe care le oferă tehnica mondială, se trece la alegerea modelului optim pe bază de calcule de eficacitate economică, obţinîndu-se licenţa de fabricaţie sau utilizîndu-se modelul de referinţă pentru proiectare. Inventarea de către proiectant a unui produs nou, interşanjabil ca destinaţie cu cel demodat, poate fi asimilată cu una dintre cele 3 — 4 variante analizate.

În calculul de eficacitate economică se porneşte de la premisa că indicatorul care permite să se aleagă modelul optim este termenul de recuperare a investiţiilor implicate de asimilare. Acesta urmează să se stabilească pentru fiecare model în parte, folosind datele economice care caracterizează modelele respective, în comparaţie cu datele asupra produsului care se abandonează. Produsul care se abandonează formează astfel baza unică de comparaţie, un fel de numitor comun, pentru fiecare dintre exemplarele în discuţie.

Datele tehnico-economice, necesare a fi puse în relaţie pentru fiecare model a cărui eficacitate economică se examinează comparativ, trebuie să se refere, în acest caz, atît la fabricaţia produsului nou, cît şi la exploatarea lui. Dintre aceste date se enumeră investiţiile iniţiale, programul de producţie anual, capacitatea de producţie a fiecărui model, preţul de cost, preţul de vînzare şi cheltuielile de exploatare (preţul de cost în exploatare).

Pentru exemplificarea metodologiei de calcul se consideră una dintre variante. Pentru toate celelalte variante, calculul este asemănător. Varianta pentru care va rezulta cel mai mic termen de recuperare se consideră optimă.

Formula de principiu pentru calculul termenului de recuperare t_r este :

$$t_r = \frac{I_{p1} + I_{b1}}{E_{p1} + E_{b1}}, \tag{1}$$

în care :

I_{p1} reprezintă investiţia la uzina constructoare de maşini în cazul primei variante, lei ;
I_{b1} — investiţia la beneficiar, lei ;
E_{p1} — economia realizată de uzina constructoare, lei/an ;
E_{b1} — economia realizată de beneficiarul maşinilor noi, lei/an.

Utilizarea formulei (1) necesită cîteva precizări cu privire la determinarea componentelor ei. Investiţia I_{p1} cuprinde costul utilajelor pe care trebuie să le confecționeze sau să le achiziționeze uzina constructoare în vederea asimilării noului produs, costul echipamentelor tehnologice necesare, costul proiectării, costul licenței, în cazul cînd produsul ar urma să se realizeze pe bază de licență etc.

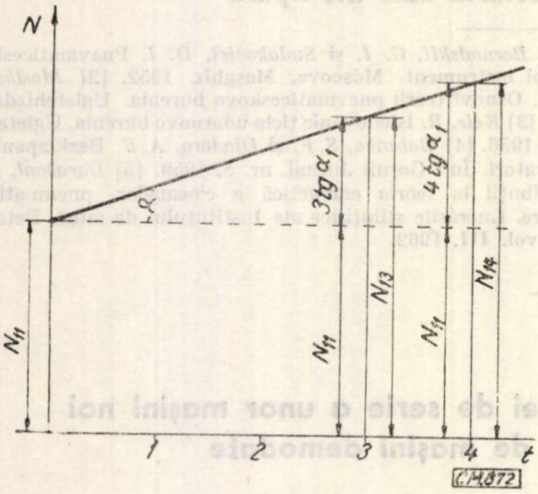


Fig. 1

Investiția I_{b1} poate apărea ca diferență a prețului de vînzare al produsului nou, față de cel vechi. Întrucît beneficiarul achiziționează în fiecare an produse noi, pe măsură ce acestea se fabrică, este necesar ca investiția I_{b1} să fie stabilită pe tot intervalul termenului de recuperare.

Pentru aceasta se impune cunoașterea numărului de mașini care se vor fabrica de uzina constructoare și care se vor achiziționa de către beneficiar în decursul termenului de recuperare. La rîndul său acest număr este funcție de felul cum evoluează programul de producție în timp la uzina constructoare.

În figura 1 se înfățișează cel mai general caz de programare în timp a producției uzinei constructoare.

În această figură N_{11} reprezintă programul de producție pentru modelul 1 în primul an, N_{13}, în anul al treilea, N_{14}, în anul al patrulea, iar tg α_1, sporul anual de producție în cazul modelului considerat.

Potrivit reprezentării grafice din figura 1, relația analitică prin care se exprimă producția la uzina constructoare, în orice moment t, este:

$$N_{1t} = N_{11} + t \cdot \mathrm{tg}\, \alpha_1. \qquad (2)$$

De aici numărul de produse S achiziționate de beneficiar într-un interval de timp oarecare $t = t_r$ este:

$$S = \int_0^t N_{1t} \cdot \mathrm{d}t = \int_0^t (N_{11} + t \cdot \mathrm{tg}\, \alpha_1)\, \mathrm{d}t =$$

$$= \left| \frac{t^2}{2} \mathrm{tg}\, \alpha_1 + N_{11}\, t \right|_0^{t_r} = \frac{t_r^2}{2} \mathrm{tg}\, \alpha_1 + N_{11} \cdot t_r \cdot \qquad (3)$$

Relația (3) corespunde parabolei pătratice din figura 2, care arată cum variază în timp aprovizionarea beneficiarului cu mașini noi.

Investiția la beneficiar I_{b_1} determinată de achiziționarea mașinilor noi de model 1, în comparație cu cele ce urmează să se abandoneze, are expresia:

$$I_{b_1} = S\,(p_{v_1} - p_{v_0} \cdot i_{1/0}) = \left(\frac{t_r^2}{2} \mathrm{tg}\, \alpha + N_{11} \cdot t_r \right) \cdot$$

$$\cdot (p_{v_1} - p_{v_0} \cdot i_{1/0}), \qquad (4)$$

în care:

p_{v1} reprezintă prețul de vînzare cu care ar urma să se achiziționeze noul produs, lei/buc.;

p_{v0} — prețul de vînzare al produsului vechi, lei/buc.;

$i_{1/0}$ — factorul de corelare care exprimă numărul de produse vechi, corespunzător capacității unui produs nou.

Factorul $i_{1/0}$ are expresia:

$$i_{1/0} = \frac{Q_1}{Q_0}, \qquad (5)$$

în care:

Q_1 reprezintă capacitatea de producție a produsului în unități uzuale de măsură (t—km/an în cazul autocamioanelor; Nm^3/an, în cazul compresoarelor etc.);

Q_0 — capacitatea de producție a produsului vechi, în aceleași unități de măsură.

Economiile la uzina constructoare E_{p1} determinate de asimilarea produsului nou față de cel vechi se exprimă prin diferența de beneficii realizate în cazul fabricării produsului nou.

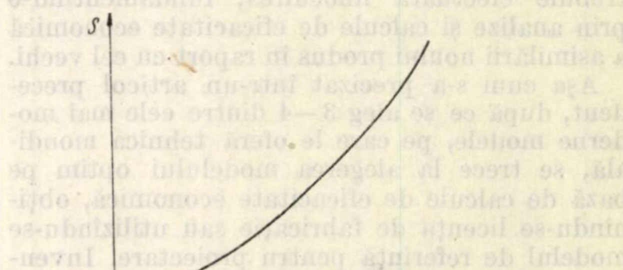


Fig. 2

Pe întreaga perioadă a termenului de recuperare această economie notată cu E_{p1t_r} este dată de relația:

$$E_{p1t_r} = S(B_1 - B_0 \cdot i_{1/0}) = \left(\frac{t_r^2}{2} \mathrm{tg}\, \alpha_1 + \right.$$

$$\left. + N_{11}\, t_r \right) [(p_{v_1} - p_{c_1}) - (p_{v_0} - p_{c_0})\, i_{1/0}], \qquad (6)$$

unde :

B_1 reprezintă beneficiul încasat de uzina producătoare la un produs nou, lei/buc. ;

B_0 — beneficiul încasat de uzina constructoare, lei/buc. ;

p_{c_1} — preţul de cost al produsului nou, lei/buc. ;

p_{c_0} — preţul de cost al produsului vechi, lei/buc.

Pentru determinarea economiilor aduse în exploatare de maşinile noi faţă de cele vechi pe tot intervalul termenului de recuperare, notate cu $E_{b_{1}t_r}$, se procedează după cum se precizează în continuare.

Se consideră $e_{1/0}$ economia anuală ocazionată în exploatare de un produs nou faţă de cel vechi :

$$e_{1/0} = Q_1 (c_0 - c_1), \qquad (7)$$

în care :

Q_1 reprezintă capacitatea de producţie a maşinii noi în unităţi uzuale de măsură pe an ;

c_0 — costul unei unităţi de producţie realizată de beneficiar, utilizînd maşina veche ;

c_1 — costul unei unităţi de producţie realizată de beneficiar cu maşina nouă.

Cuantumul infinitezimal de aprovizionare a beneficiarului cu maşini noi de model 1 este :

$$\mathrm{d}S = d\left(\frac{t^2}{2}\operatorname{tg}\alpha_1 + N_{11}\,t\right) = (t\cdot\operatorname{tg}\alpha_1 + N_{11})\,\mathrm{d}t.$$

În aceste condiţii, economia adusă de cantitatea dS de maşini noi introdusă în exploatare pînă la sfîrşitul termenului de recuperare t_r este :

$$\mathrm{d}E = e\cdot \mathrm{d}S\,(t_r - t) = e\,(t\cdot\operatorname{tg}\alpha_1 + N_{11})\,(t_r - t)\,\mathrm{d}t =$$
$$= e\,(t\cdot\operatorname{tg}\alpha_1\cdot t_r + N_{11}\cdot t_r - t^2\cdot\operatorname{tg}\alpha_1 - \mathrm{t}N_{11})\,\mathrm{d}t. \qquad (8)$$

Integrînd expresia (8) pe intervalul $0 \div t_r$ se obţine economia în exploatare :

$$E_{b_1 t_r} = e\int_0^{t_r} (t\cdot\operatorname{tg}\alpha_1\cdot t_r + N_{11}\cdot t_r - t^2\cdot\operatorname{tg}\alpha_1 -$$
$$- t\cdot N_{11})\,\mathrm{d}t = e\left(\frac{N_{11}\,t_r^2}{2} + \operatorname{tg}\alpha_1\frac{t_r^3}{6}\right)\cdot \qquad (9)$$

În continuare, pe baza relaţiei (1), se poate scrie :

$$E_{p_1}\cdot t_r + E_{b_1}\cdot t_r = I_{p_1} + I_{b_1}. \qquad (10)$$

Relaţia (10) exprimă identitatea dintre investiţii şi economiile determinate de acestea pe intervalul termenului de recuperare.

Potrivit raţionamentelor efectuate în scopul stabilirii de relaţii ale economiilor se înţelege că $E_{p_1}\cdot t_r = E_{p_1 t_r}$, iar $E_{b_1}\cdot t_r = E_{b_1 t_r}$. Înlocuind deci în (10) valorile corespunzătoare găsite, cum şi valorile investiţiilor, se obţine relaţia :

$$\left(\frac{t_r^2}{2}\operatorname{tg}\alpha_1 + N_{11}\cdot t_r\right)[(p_{v_1} - p_{c_1}) - (p_{v_0} - p_{c_0})\,i_{1/0}] +$$
$$+ e\left(\frac{N_{11}\cdot t_r^2}{2} + \frac{t_r^3}{6}\operatorname{tg}\alpha_1\right) = I_{p_1} +$$
$$+ \left(\frac{t_r^2}{2}\operatorname{tg}\alpha_1 + N_{11}\cdot t_r\right)(p_{v_1} - p_{v_0}\,i_{1/0}). \qquad (11)$$

Pentru rezolvarea ecuaţiei (11) în raport cu t_r se notează :

$$Y_1 = \left(\frac{t_r^2}{2}\operatorname{tg}\alpha_1 + N_{11}\,t_r\right)[(p_{v_1} - p_{c_1}) - (p_{v_0} - p_{c_0})\,i_{1/0}] +$$
$$+ e\left(\frac{N_{11}\,t_r^2}{2} + \frac{t_r^3}{6}\operatorname{tg}\alpha_1\right);$$

$$Y_2 = I_{p_1} + \left(\frac{t_r^2}{2}\operatorname{tg}\alpha_1 + N_{11}\cdot t_r\right)(p_{v_1} - p_{v_0}\cdot i_{1/0}).$$

Dînd valori pentru t_r se pot determina valorile corespunzătoare Y_1 şi Y_2, pentru care se construieşte graficul de tipul celui din figura 3.

Locul de intersecţie a curbelor Y_1 şi Y_2 corespunde termenului de recuperare calculat.

Exemplu de calcul. În cadrul fabricaţiei de compresoare de debite mici şi presiune joasă, la o uzină constructoare de maşini, se pune problema înlocuirii unui compresor actual (0) cu un altul mai modern, a cărui licenţă trebuie procurată.

Din nomenclatorul mondial s-au ales, ca fiind cele mai moderne şi adecvate pentru înlocuire, trei modele notate cu 1, 2, 3.

În funcţie de complexitatea fabricării şi utilizării acestor compresoare, cum şi de performanţele lor tehnico-economice confirmate experimental, s-au stabilit datele din tabela 1.

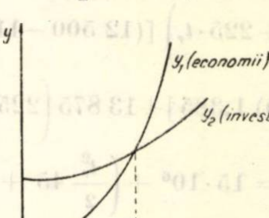


Fig. 3

Cantitatea de aer comprimat de presiune joasă, necesară economiei naţionale, reprezintă $3\cdot 10^8$ Nm³/an, înregistrînd o creştere anuală de 20 % ; coeficientul mediu de schimburi

Tabela 1

Date de comparaţie	Notaţii	Unităţi de măsură	Valori pe tipuri de compresoare			
			0	1	2	3
Debit	q	Nm³/min	3,6	5	4,5	3,8
Preţ de cost	p_c	lei/buc.	6 100	11 700	12 500	9 000
Preţ de vînzare	p_v	lei/buc.	6 800	12 500	15 000	10 000
Consum de energie	b	CP.min/Nm³	10,6	9,5	8	8,5
Cheltuieli indirecte în exploatare, inclusiv amortismentul	r	lei/buc. an	6 500	6 800	5 000	6 000
Investiţii necesare la uzina constructoare	I_p	lei	—	15.10^6	20.10^6	16.10^6

în care funcţionează compresoarele — 2 ; coeficientul mediu de folosire a schimburilor — 0,9 ; costul energiei — 0,5 lei/CPh.

Aplicînd principiul eficacităţii economice se determină modelul optim în condiţiile arătate.

În primul rînd se impune ca, pe baza datelor enunţate, să se calculeze valorile N_{1i}, $i_{i/0}$, $e_{i/0}$ şi tg α_1, care sînt consemnate în tabela 2.

Tabela 2

Modele \ Date de calcul	$N1_i$	$e_{i/0}$	$i_{i/0}$	tgα_i
0	314	—	1	63
1	225	13 875	1,385	45
2	251	28 100	1,248	50
3	297	17 890	1,052	60

Pe baza acestor date şi a celor din tabela 1 se trece în continuare la examinarea eficacităţii fiecărui model.

Modelul 1

$$Y_1=\left(\frac{t_r^2}{2}45+225\cdot t_r\right)[(12\,500-11\,700)-$$

$$-(6\,800-6\,100)\,1{,}385]+13\,875\left(225\,\frac{t_r^2}{2}+\frac{t_r^3}{6}\,45\right);$$

$$Y_2=15\cdot10^6+\left(\frac{t_r^2}{2}\,45+\right.$$

$$\left.+\,225\cdot t_r\right)(12\,500-6\,800\cdot1{,}385).$$

În tabela 3 se dau valorile pentru t_r şi se calculează Y_1 şi Y_2.

Tabela 3

t_r	0	1	2	3	4
Y_1	0	$1{,}65.10^6$	$6{,}98.10^6$	$16{,}63.10^6$	$31{,}27.10^6$
Y_2	15.10^6	$15{,}76.10^6$	$16{,}66.10^6$	$17{,}68.10^6$	$18{,}88.10^6$

Datele din tabela 3 sînt înscrise în graficul din figura 4, de unde rezultă termenul de recuperare pentru modelul 1 ($t_{r_1}=3{,}2$ ani).

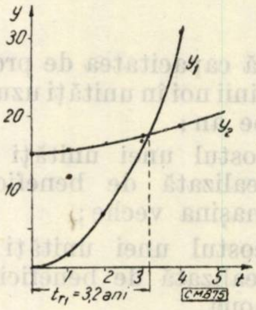


Fig. 4

Modelul 2

$$Y_1=\left(\frac{t_r^2}{2}\cdot50+251\,t_r\right)[(15\,000-11\,700)-$$

$$-(6\,800-6\,100)\,1{,}248]+$$

$$+\,28\,100\left(251\,\frac{t_r^2}{2}+\frac{t_r^3}{6}\cdot50\right);$$

$$Y_2=20\cdot10^6+\left(\frac{t_r^2}{2}\,50+\right.$$

$$\left.+\,251\,t_r\right)(15\,000-6\,800\cdot1{,}248).$$

Se realizează tabela 3.

Tabela 4

t_r	0	1	2	3	4
Y_1	0	$4{,}4.10^6$	$17{,}35.10^6$	$40{,}35.10^6$	$73{,}65.10^6$
Y_2	20.10^6	$21{,}80.10^6$	$23{,}90.10^6$	$26{,}35.10^6$	$29.10.10^6$

Datele tabelei 4 sînt înscrise în graficul din figura 5, de unde rezultă termenul de recuperare pentru modelul 2 ($t_{r_2}=2{,}45$ ani).

Modelul 3

$$Y_1=\left(\frac{t_r^2}{2}60+297\,t_r\right)[(10\,000-9\,000)-$$

$$-(6\,800-6\,100\cdot 1{,}052)]+$$

$$+17\,890\left(297\,\frac{t_r^2}{2}+\frac{t_r^3}{6}\cdot 60\right);$$

$$Y_2=16\cdot 10^6+\left(\frac{t_r^2}{2}60+\right.$$

$$\left.+297\cdot t_r\right)(10\,000-6\,800\cdot 1{,}052).$$

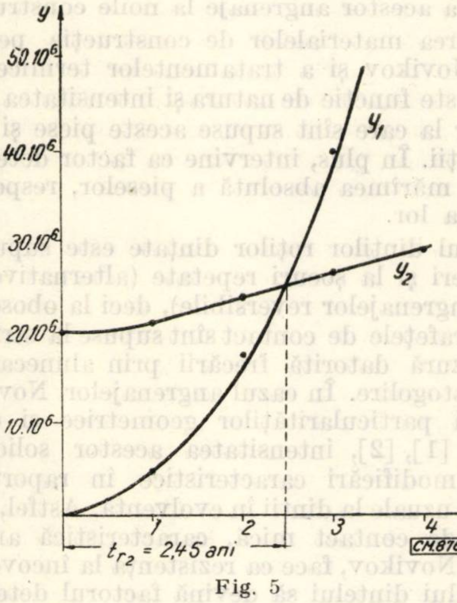


Fig. 5

În tabela 5 se calculează Y_1 și Y_2 în funcție de t_r.

Tabela 5

t_r	0	1	2	3	4
Y_1	0	$3{,}06\cdot 10^6$	$12{,}6\cdot 10^6$	$29{,}44\cdot 10^6$	$55{,}4\cdot 10^6$
Y_2	16.10	$16{,}93\cdot 10^6$	$18{,}05\cdot 10^6$	$19{,}33\cdot 10^6$	$20{,}80\cdot 10^6$

Din figura 6 rezultă că termenul de recuperare pentru modelul 3 este: $t_{r_3}=2{,}4$ ani.

Recapitulînd termenele de recuperare calculate pentru cele trei modele a căror eficacitate economică a asimilării a fost examinată sînt: $t_{r_1}=3{,}2$ ani; $t_{r_2}=2{,}45$ ani; $t_{r_3}=2{,}40$ ani.

Admițînd un termen de recuperare normativ $t_n=4$ ani, rezultă că toate soluțiile au termene de recuperare mai mici. Cea mai înaltă eficacitate economică o asigură asimilarea modelului 3, pentru care s-a obținut cel mai mic termen de recuperare. Procurarea licenței pentru modelul 3 este favorizată și de faptul că față de modelul 2, al cărui termen de recuperare este sensibil egal cu cel al modelului 3, modelul 3 necesită o investiție inițială I_p mai mică. Acesta este un argument în plus pentru asimilarea modelului 3.

Metodologia propusă pentru stabilirea termenelor de recuperare permite, în cazul în care termenele de recuperare calculate ar rezulta mai mari decît normativul, să se stabilească pe rînd valorile limită, pentru programul de producție N, mărimea investiției inițiale I_p, prețul de cost p_c, care ar asigura eficacitatea economică normativă în condițiile cunoașterii celorlalte valori. Dacă, de exemplu, interesează valoarea limită inferioară a mărimii N care asigură eficacitatea economică, cunoscînd toate celelalte date ale expresiei (11) și înlocuind t_r cu t_n, aceasta se poate obține prin înlocuirea abscisei t din figura 3 cu N și stabilind, prin analogie cu modul în care s-a precizat t_r, valoarea N_{min}.

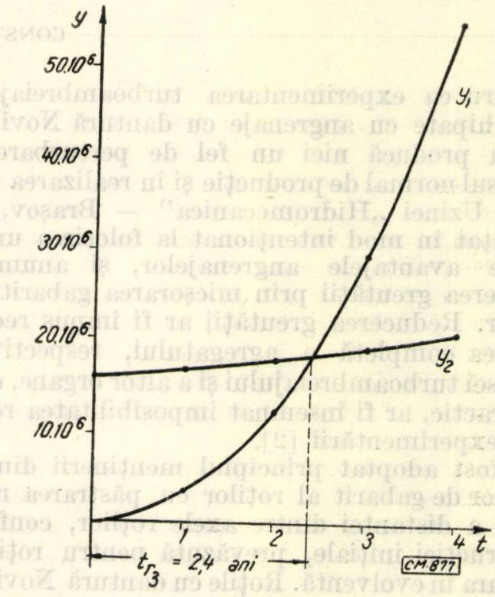


Fig. 6

Pentru cazul particular în care producția anuală a uzinei constructoare se prevede să fie constantă în timp, adică la produsul care interesează nu se înregistrează spor anual de producție (tg$\alpha=0$), formula 11 devine:

$$N_{11}\cdot t_r\,[(p_{v_1}-p_{c_1})-(p_{v_0}-p_{c_0})\,i]+$$

$$+e\,\frac{N_{11}\,t_r^2}{2}=Ip_1+N_{11}\cdot t_r\,(p_{v_1}-p_{v_0}\cdot i). \quad (12)$$

Din (12) se poate deduce formula de calcul al termenului de recuperare:

$$t_r=\frac{p_{c_1}-p_{c_0}\cdot i}{e}\pm\sqrt{\left(\frac{p_{c_1}-p_{c_0}\cdot i}{e}\right)^2+\frac{2I_{p_1}}{N_{11}\cdot e}}. \quad (13)$$

Calculul termenului de recuperare cu relația (13) trebuie efectuat pentru fiecare model, alegîndu-se apoi modelul cu cel mai mic t_r, care, pentru justificare economică, se impune să fie totodată mai mic sau cel mult egal cu termenul de recuperare normativ t_n.

Întrucît relația (13) permite găsirea a două rădăcini t_r, ținînd seamă de sensul economic al problemei, se impune considerarea numai a rădăcinii pozitive mai mici.

CZ 621.838.2: 621.831

Unele particularități ale fabricației turboambreiajelor echipate cu angrenaje Novikov

CONSTANTIN WANYOREK

Pentru ca experimentarea turboambreiajelor echipate cu angrenaje cu dantură Novikov să nu producă nici un fel de perturbare în procesul normal de producție și în realizarea planului Uzinei „Hidromecanica" — Brașov, s-a renunțat în mod intenționat la folosirea unuia dintre avantajele angrenajelor, și anume la reducerea greutății prin micșorarea gabaritului roților. Reducerea greutății ar fi impus reconstruirea completă a agregatului, respectiv a carcasei turboambreiajului și a altor organe, ceea ce, practic, ar fi însemnat imposibilitatea realizării experimentării [2].

A fost adoptat principiul menținerii dimensiunilor de gabarit al roților cu păstrarea riguroasă a distanței dintre axele roților, conform construcției inițiale, prevăzută pentru roți cu dantura în evolventă. Roțile cu dantură Novikov se deosebesc de acestea prin calitatea materialului (nealiat sau slab aliat cu elemente nedeficitare), prin felul tratamentului termic (simplă îmbunătățire prin călire și revenire înaltă în loc de cementare, călire și detensionare), și în sfîrșit prin suprimarea totală a rectificării și, implicit, a tuturor neajunsurilor care afectează această operație (colaborarea cu alte uzine, transportul la colaboratori, fisuri de rectificare, periclitarea executării în termen a planului de producție etc.). Printr-o simplă operație de demontare-montare, perechile de roți în evolventă pot fi înlocuite rapid prin perechi de roți Novikov și invers, în timp ce tot restul agregatului rămîne nemodificat.

Această metodă de lucru a fost considerată ca avantajoasă, permițînd experimentarea roților Novikov pe o scară mare și fără nici un risc; chiar în cazul unor defecțiuni, roțile pot fi înlocuite prin roți obișnuite în evolventă, agregatul respectiv rămînînd utilizabil în cadrul planului de producție a uzinei.

Avantajele obținute prin aplicarea principiului de experimentare considerat sînt mari, creînd posibilitatea introducerii roților Novikov simultan, în uzinele constructoare de mașini, iar în cadrul fiecăreia, la un număr mare de agregate diferite. Apare totodată și posibilitatea perfecționării succesive, într-un ritm accelerat, a tehnologiei de fabricație respective, prin adaptarea la specificul fiecărui agregat în parte.

Față de avantajele obținute prin introducerea roților Novikov cu păstrarea gabaritului inițial și a distanței dintre axe, înlocuirea oțelurilor aliate cementate, călite și detensionate prin oțeluri nealiate numai îmbunătățite, înlocuirea cuțitelor speciale de danturat prin freze simple, cum și suprimarea rectificării, renunțarea la avantajul micșorării greutății roților Novikov, reprezintă o pierdere virtuală care poate fi evitată în viitorul apropiat prin reproiectarea vechilor agregate și prin aplicarea directă a acestor angrenaje la noile construcții.

Alegerea materialelor de construcție pentru roțile Novikov și a tratamentelor termice necesare este funcție de natura și intensitatea solicitărilor la care sînt supuse aceste piese și mai ales dinții. În plus, intervine ca factor determinant și mărimea absolută a pieselor, respectiv grosimea lor.

Corpul dinților roților dințate este supus la încovoiere și la șocuri repetate (alternative, în cazul angrenajelor reversibile), deci la oboseală, iar suprafețele de contact sînt supuse la strivire și la uzură datorită frecării prin alunecare și prin rostogolire. În cazul angrenajelor Novikov datorită particularităților geometrice și cinematice [1], [2], intensitatea acestor solicitări suferă modificări caracteristice în raport cu valorile uzuale la dinții în evolventă. Astfel, presiunea de contact mică, caracteristică angrenajelor Novikov, face ca rezistența la încovoiere a corpului dintelui să devină factorul determinant al sarcinii admisibile pe dinte. Deci dintele va trebui să prezinte o rezistență mecanică ridicată la încovoiere, la șoc și la oboseală. În plus, trebuie să aibă și o rezistență suficientă la strivire și la uzură prin frecare.

Dintre oțelurile nealiate sau slab aliate și nedeficitare s-a ales, pentru confecționarea primelor roți Novikov executate la Uzina „Hidromecanica", oțelul carbon de calitate OLC 45. Această alegere s-a făcut în scopul evidențierii posibilităților oferite de angrenarea tip Novikov, chiar și atunci cînd se folosește un material caracterizat printr-o rezistență mică și o călibilitate redusă, pentru construirea unor angrenaje solicitate și exploatate în condiții grele, cum sînt angrenajele de la turboambreiajul TA 500C. Oțelul OLC 45 oferă avantaje și datorită faptului că este ușor de prelucrat, atît în stare recoaptă, cît și îmbunătățit, putînd fi călit la nevoie în apă și nu numai în ulei.

Roțile dințate au fost confecționate prin forjare, sub formă de disc, obținut prin refulare și rotunjire. Profilele laterale ale roților se obțin, unde e cazul, prin imprimarea la cald, în disc, a unor matrițe auxiliare.

În principiu nu se întrevede nici o dificultate în legătură cu turnarea unor roți de bună calitate, mai ales în cazul roţilor de dimensiuni mari şi foarte mari.

Procesul de fabricaţie prezintă mai multe variante posibile.

Varianta I : forjare (eventual turnare) ; recoacere de normalizare şi înmuiere sau recoacere izotermă ; degroşare prin strunjire ; danturare de degroşare (frezare cu garnitura de freze de degroşare) ; îmbunătăţire (călire şi revenire înaltă) ; danturare finală (frezare cu garnitura de freze de finisare).

În cadrul variantei s-a prevăzut ca danturarea prin frezare să se execute în trepte, pe maşini diferite, pentru mărirea productivităţii maşinilor şi pentru o mai bună conservare a tăişului frezei de finisare. Frezele de finisare uzate pot fi utilizate cu succes la operaţia de degroşare.

Recoacerea dublă (de normalizare şi înmuiere) este necesară numai la materialele mai dure sau aliate (OLC 60 sau 40 C 10) pentru a uşura degroşarea prin strunjire şi frezare. Ea poate fi înlocuită şi printr-o recoacere simplă izotermă. În celelalte cazuri, de exemplu pentru prelucrarea oţelului OLC 45, este suficientă recoacerea cu răcire lentă în cuptor.

Îmbunătăţirea executată după frezarea de degroşare a dinţilor asigură pătrunderea mai adîncă a efectului de călire, măreşte durabilitatea frezei de degroşare care lucrează în materialul recopt moale şi avantajează freza de finisare care lucrează în materialul mai dur, dar cu adaos de prelucrare mic. Cu ocazia îmbunătăţirii se înlătură şi tensiunile datorite prelucării masive de material, prin aşchiere, la operaţia de degroşare. Micile deformaţii care, eventual, mai apar din cauza îmbunătăţirii se corectează uşor prin frezarea de finisare, operaţie care nu introduce decît tensiuni practic neglijabile.

Această schemă de operaţii oferă multe avantaje, în special pentru fabricaţia de serie şi pentru materiale mai dure.

Pentru experimentarea executării roţilor dinţate Novikov din oţel OLC 45, uşor de prelucrat atît în stare recoaptă, cît şi în stare îmbunătăţită, s-a adoptat o schemă mai simplă, care pînă în prezent a dat rezultate bune.

Varianta a II-a : forjare (eventual turnare) ; recoacere cu răcire lentă în cuptor sau recoacere izotermă ; degroşare prin strunjire ; îmbunătăţire (călire şi revenire înaltă) ; danturare completă (frezare).

Pentru tratamentul termic al roţilor dinţate Novikov forjate din OLC 45 se precizează următoarele prescripţii :

— forjare la 1 100—850°C, cu răcire în aer liniştit, în stivă ;

— normalizare 3 h la 850—860°C, răcire în cuptor pînă la 500°C, apoi în aer liniştit (HB$\leqslant$ 207) ;

— degroşare pe strung ;

— călire 2 h la 810—830 °C, răcire în apă pînă la maximum 100°C, apoi răcire în aer pînă la temperatura ambiantă (HB>350) ;

— revenire circa 2 h la 450—550°C, răcire în aer pentru a obţine duritatea de 220—240 HB pentru roţile mari, 260—280 HB pentru roţile mici ;

— frezarea danturii.

Materialul folosit trebuie controlat şarjă cu şarjă, preferîndu-se şarjele cu conţinut ridicat de carbon (0,45—0,50%).

Pentru prelucrarea danturilor s-au folosit freze-melc confecţionate normal din oţel rapid, cîte una pentru fiecare profil (concav, convex). Pentru primele cinci turboambreiaje s-au utilizat freze nerectificate, dar executate îngrijit în ce priveşte profilul şi netezimea suprafeţei. Turboambreiajele au funcţionat bine, atît pe bancul de încercare al uzinei, cît şi în schelă. Pentru seria următoare de turboambreiaje s-a prevăzut frezarea cu freze rectificate. Atît moletele, cît şi frezele, se controlează la proiector, după profile peste trei dinţi, desenate la scara 10 : 1.

Controlul primelor roţi dinţate Novikov s-a făcut cu mijloace simple obişnuite, folosite pentru verificarea diametrelor. În plus, s-a făcut verificarea profilului frezelor la proiector. Nu s-a încercat verificarea dinţilor roţilor prin acelaşi mijloc, deşi era posibil.

O atenţie deosebită trebuie acordată detensionării foarte îngrijite a carcaselor din fontă sau sudate. Scopul detensionării este asigurarea unei stabilităţi dimensionale maxime a distanţei dintre axe, variaţiile respective influenţînd negativ condiţiile de funcţionare. Printr-o detensionare corectă se împiedică deformarea ulterioară a carcaselor.

Pentru detensionarea carcaselor din fontă sînt necesare următoarele măsuri :

— temperatura cuptorului la introducerea pieselor trebuie să fie de maximum 200°C ;

— dacă cuptorul este cald se introduc piesele şi se menţin în cuptor timp de o oră, fără încălzire ;

— se încălzeşte apoi cuptorul la 500—520°C, viteza de încălzire fiind de 80°C/h ; se menţine temperatura timp de 5 h ;

— răcirea trebuie realizată în cuptorul lipit, cu o viteză de maximum 20°C/h pînă la 100°C ; urmează răcirea în aer.

Detensionarea carcaselor sudate trebuie realizată ţinînd seamă de următoarele condiţii :

— aşezarea pe vatra cuptorului se face cît mai etanş, folosind adaosurile necesare ;

— temperatura cuptorului, la încărcare, trebuie să fie de maximum 200°C ;

— dacă cuptorul este cald, piesele încărcate se menţin fără încălzire timp de o oră ;

— încălzirea se realizează cu o viteză de 100°C/h pînă la temperatura de 600°C ;

— durata de menţinere la temperatura de regim de 600°C este de minimum 3h;

— pentru realizarea unei răciri lente se închide complet tirajul după oprirea focului, se lipesc uşile şi orificiile arzătoarelor de gaze; jgheaburile de etanşare ale vetrelor mobile se umplu periodic cu nisip fin de Văleni;

— viteza de răcire este de maximum 30°C/h, pînă la 100°C; urmează apoi răcirea în aer.

La încercarea pe banc a primului turboambreiaj (seria 1828) s-a observat, faţă de turboambreiajele cu roţi în evolventă, că mersul roţilor Novikov este liniştit, dînd însă un zgomot ceva mai pronunţat decît la roţile în evolventă executate în condiţii perfecte, dar foarte uniform; încălzirea uleiului şi a palierelor era egală sau mai redusă. După oprire, s-a constatat o angrenare bună a roţilor, dar local a apărut defectul de pitting pe unele dintre flancurile roţilor angrenajului de intrare. La controlul făcut în schelă după 1 200 h de funcţionare, defectul dispăruse complet, flancurile fiind perfect lustruite prin autoprofilare. Fluierăturile constatate iniţial la funcţionarea în schelă, mai ales la pornire şi oprire, au scăzut mult, datorită autoprofilării.

Următoarele patru turboambreiaje s-au comportat la încercările pe banc şi mai bine decît primul depăşind, la sfîrşitul anului 1964, 11000 ore de funcţionare, fără reparaţii.

Orice agregat în care se folosesc roţi dinţate este susceptibil de a fi atras în sfera de experimentare. O ordine de urgenţă a experimentărilor poate fi totuşi utilă. În acest sens pot fi preferate tipurile de roţi la care se obţin avantaje cît mai mari, atît pe cale tehnologică prin înlocuirea materialului şi prin suprimarea cementării şi a rectificării, cît şi pe calea planificării, prin numărul mare de roţi de acelaşi fel prevăzute pentru înlocuire.

S-ar putea propune, de exemplu, următoarea ordine de urgenţă:

— roţile cu dinţi rectificaţi, din oţeluri aliate, indiferent de cantitatea necesară;

— roţile nerectificate, din oţeluri aliate, dar care se consumă în cantitate foarte mare sau roţile mari care au un număr mare de dinţi;

— roţile rectificate confecţionate din oţeluri aliate, chiar dacă sînt în număr mic, dar care funcţionează la puteri şi viteze mari.

Restul, adică roţile nerectificate, cerute în număr mic, confecţionate din oţeluri nealiate şi supuse la regimuri de funcţionare mai uşoare, ar reprezenta urgenţa ultimă, nedeterminînd avantaje decît prin micşorarea gabaritului, a greutăţii şi a momentelor de inerţie.

Metoda experimentării roţilor Novikov pe baza reproiectării agregatelor permite, în plus, reducerea dimensiunilor, a greutăţii şi a momentului de inerţie a roţilor; aplicată însă unor agregate existente, devine mai puţin eficientă datorită modificărilor constructive necesare. De aceea, metoda de experimentare a angrenajelor Novikov cu micşorarea gabaritului se aplică în condiţii optime în cazul noilor construcţii.

Trebuie remarcat că, o dată însuşită, tehnica danturării Novikov se aplică la fel de simplu la fabricaţia de masă ca şi la producţia de serie mică sau individuală, pentru producţie sau întreţinere.

---

[1] Vestnik Maşinostroienia, trad. din l. rusă, IDT, nr. 4, 5, 6, 10, 1958 şi nr. 5, 1959. [2] *Wanyorek, C.* Primele turboambreiaje echipate cu angrenaje Novikov realizate la uzina „Hidromecanica". În: Construcţia de Maşini, nr. 12, 1964.

CZ 621.882.087 : 539.385

Rezistenţa la strivire prin torsiune a unei bare prismatice

CONSTANTIN IVĂNEANU

În manualele de organe de maşini lipseşte un caz de solicitare destul de des întîlnit în practică, solicitarea capului de şurub sau a piuliţei la strîngerea cu cheia, a tijelor de torsiune prismatice cuplate prin manşoane. În general, aceste organe se dimensionează pe bază de date practice.

Pentru rezolvarea corectă a acestor cazuri se propune aplicarea teoriei solicitărilor penelor prin sarcini concentrate. Conform relaţiilor cunoscute (Sokolovski, Teoria plasticităţii, p. 311), componentele tensiunii într-o pană plană solicitată la comprimare şi încovoiere de o forţă concentrată aplicată în vîrf sînt de forma (fig. 1):

$$\sigma_r = \sigma_r(r, \theta); \quad \sigma_\theta = \tau_{r\theta} = 0.$$

Se precizează că $\sigma_r = \pm 2\alpha\, P\, \frac{\xi(\theta)}{r}$, în care α este o funcţie de unghiul γ, care rezultă din condiţiile de echilibru al unei secţiuni oarecare a penei, iar $\xi = \eta^\nu$, η fiind soluţia ecuaţiei diferenţiale de compatibilitate a deformaţiilor:

$$\frac{d^2\eta}{d\theta^2} + \frac{2\nu - 1}{\nu^2}\,\eta = 0.$$

Întrucît constanta ν provine din diagrama de deformaţii ($S = KE^\nu$), iar calculul se rezumă la definirea limitei zonei plastice, se poate admite că deformaţiile sînt proporţionale cu intensitatea tensiunilor tangenţiale, deci $\nu = 1$. Acest lucru simplifică mult dezvoltarea ulterioară a calculului.

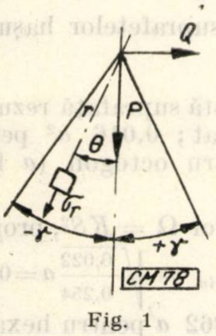


Fig. 1

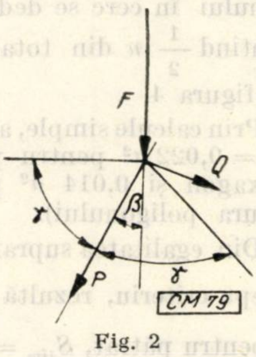


Fig. 2

Astfel, soluţia ecuaţiei diferenţiale este $\eta = C\cos(\theta + \delta)$ care, considerînd condiţia $\eta(0) = 1$, devine:

$$\eta(\theta) = \xi(\theta) = \frac{\cos(\theta+\delta)}{\cos\delta} = \cos\theta - \sin\theta\ \mathrm{tg}\ \delta.$$

Din condiţia de echilibru a componentei vectorului principal pozitiv al eforturilor care acţionează într-o secţiune oarecare a penei cu suprafaţa cilindrică $r = ct$ rezultă α şi δ. Considerînd componentele P şi Q ale forţei aplicate în vîrful penei, se poate scrie:

$$P = -\int_{-\gamma}^{+\gamma} \sigma_r \cdot \cos\theta \cdot r \cdot d\theta =$$

$$= \int_{-\gamma}^{+\gamma} \frac{2\alpha P}{\cos\delta} \cos(\theta+\delta) \cdot \cos\theta \cdot d\theta,$$

şi

$$Q = -\int_{-\gamma}^{+\gamma} \sigma_r \cdot \sin\theta \cdot r \cdot d\theta =$$

$$= \int_{-\gamma}^{+\gamma} \frac{2\alpha P}{\cos\delta} \cdot \cos(\theta + \delta) \cdot \sin \cdot \theta \cdot d\theta.$$

Rezolvînd cele două ecuaţii, se obţine:

$$\frac{1}{2\alpha} = \gamma + \frac{1}{2}\sin 2\gamma = \frac{P}{Q}\ \mathrm{tg}\ \delta \left(\frac{1}{2}\sin 2\gamma - \gamma\right) \cdot$$

Rezultă parametrii:

$$\mathrm{tg}\ \delta = \frac{Q}{P} \cdot \frac{\sin 2\gamma + 2\gamma}{\sin 2\gamma - 2\gamma}; \quad \alpha = \frac{1}{2\gamma + \sin 2\gamma}.$$

Se aplică aceste relaţii la cazul transmiterii unui cuplu prin intermediul unei tije de secţiune poligonală. Din cauza jocului dintre tijă şi manşon, cuplul se transmite prin forţe concentrate aplicate pe vîrful unghiului poligonului, normal pe latura de contact; pentru simplificare se consideră profilul secţiunii suficient de corect executat pentru a realiza aceeaşi încărcare pe toate vîrfurile.

Forţa concentrată F se descompune în componentele:

$$P = F\cos\beta \ \text{ şi } \ Q = F\sin\beta,$$

care se încadrează în sistemul de calcul preconizat (fig. 2).

Unghiul β are valoarea $\frac{\pi}{2} - \gamma$; rezultă $\frac{Q}{P} = \mathrm{tg}\ \beta = \frac{1}{\mathrm{tg}\gamma}$ şi $\sigma_r = \frac{2\alpha F \sin\gamma}{r}(\cos\theta - \sin\theta\,\mathrm{tg}\,\delta)$,

în care:

$$\mathrm{tg}\ \delta = \frac{1}{\mathrm{tg}\gamma}\,\frac{\sin 2\gamma + 2\gamma}{\sin 2\gamma - 2\gamma}.$$

Solicitarea penei este nulă pe direcţia $\theta = \frac{\pi}{2} - \delta$ şi maximă pe direcţia $\theta = -\delta$. În funcţie de mărimea unghiului γ deci, solicitarea maximă poate fi reală, cuprinsă în interiorul penei, sau virtuală, şi în acest caz maximul lui σ_r apare posibil numai la $\theta = \gamma$. Unghiul δ, care defineşte de fapt axa neutră a secţiunii, este reprezentat în funcţie de γ, indicîndu-se valorile corespunzătoare cîtorva poligoane regulate (tabela 1).

Tabela 1

2γ	90°	120°	135°
tgδ	$-$ 4,51	$-$ 1,39	$-$ 0,77
δ	$-$77°30′	$-$54°20′	$-$37°40′

vîrfului ; o oarecare deformare plastică nu poate fi evitată chiar la forţe oricît de mici.

Cunoscînd solicitările, urmează să se stabilească un criteriu pentru momentul admisibil. Se ştie, din practică, că depăşirea solicitării admisibile duce la rotunjirea secţiunii. În ipoteza că rotunjirea se face fără pierdere de material (deformaţii în afara planului), se poate considera că e admisibil acel moment care produce solicitări la limita de curgere pe o suprafaţă măsurată de la vîrful penei, mai mică sau egală cu suprafaţa care se deformează plastic, în cazul transformării poligonului în cerc de secţiune egală.

Tabela 2

$\frac{\sigma_r \cdot r}{2F}$ \ θ	$-$67°30′	$-$60°	$-$52°20′	$-$45°	$-$35°40′	$-$12°30′	0	25°20′	37°40′	45°	54°20′	60°	67°30′
90°				$-$0,686	$-$0,495	0	0,275	0,785	0,98	1,08*			
120°		0,204	$-$0,142	$-$0,081	0	0,215	0,290	0,435	0,475	0,495	0,530	0,500**	
135°	$-$0,1	$-$0,051	0	0,048	0,112	0,243	0,302	0,372	0,380	0,379	0,362	0,353	0,329***

* $x\gamma$ pentru $2\gamma = 90°$.
** $x\gamma$ pentru $2\gamma = 120°$
*** $x\gamma$ pentru $2\gamma = 135°$.

În această situaţie se pot calcula (tabela 2) valorile solicitărilor sub forma :

$$\frac{\sigma_r \cdot r}{2F} = \alpha \sin \gamma (\cos \theta - \sin \theta \operatorname{tg} \delta).$$

Din figura 3, în care sînt reprezentate valorile solicitărilor din tabela 2, reiese că la aceeaşi forţă normală pe o latură şi pe aceeaşi secţiune cilindrică, σ_r scade cu cît unghiul de deschidere al penei este mai mare. De asemenea, o dată cu creşterea unghiului, datorită scăderii forţei Q, zona supusă la tracţiune pierde din suprafaţă.

Considerînd acţiunea unui moment M asupra unei tije cu n laturi de lungime a, forţa normală pe latură fiind $2\ M\ /a \cdot n$, rezultă că valorile din tabelă reprezintă de fapt $\frac{\sigma_r \cdot r \cdot a \cdot n}{4M} = x$ (adimensional), ţinînd seamă că M are dimensiunea kgcm/cm — lungimea porţiunii din tijă pe care se transmite efortul fiind egală cu unitatea.

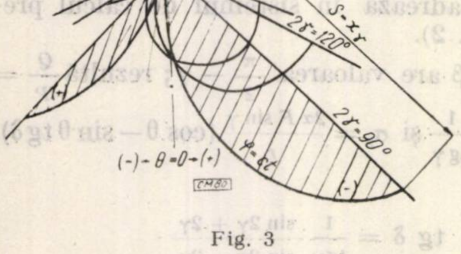


Fig. 3

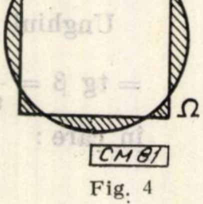


Fig. 4

Deoarece produsul $\sigma_r \cdot r$ are o valoare finită, solicitarea ia valori foarte mari în apropierea

Planimetrînd ariile limitate de laturile poligonului şi de curbele de solicitare constantă (haşurate în figura 3 pentru pătrat), se determină că se află în raportul $K = 0{,}254$ pentru $2\gamma = 90°$, $K = 0{,}234$ pentru $2\gamma = 120°$ şi $K = 0{,}267$ pentru $2\gamma = 135°$ faţă de pătratul distanţei S de la vîrf la punctul de intersecţie a curbei pozitive de solicitare constantă cu latura poligonului (adică $x\gamma$).

Suprafaţa care trebuie să treacă în stare plastică pentru a permite transformarea poligonului în cerc se deduce geometric, ca reprezentînd $\frac{1}{2}$ n din totalul suprafeţelor haşurate în figura 4.

Prin calcule simple, această suprafaţă rezultă : $\Omega = 0{,}022\ a^2$ pentru pătrat ; $0{,}016\ a^2$ pentru hexagon şi $0{,}014\ a^2$ pentru octogon (a fiind latura poligonului).

Din egalitatea suprafeţelor $\Omega = KS^2$, propusă drept criteriu, rezultă : $S_{lim} = \sqrt{\frac{0{,}022}{0{,}254}}\, a = 0{,}294$ a pentru pătrat, $S_{lim} = 0{,}262\ a$ pentru hexagon şi $S_{lim} = 0{,}23\ a$ pentru octogon. În general, $S_{lim} = e.a.$

Punînd condiţia $S_{lim} = e \cdot a = r_{lim} = \frac{4\ Mx\gamma}{\sigma_r - a - n}$, se obţine :

$$A = \frac{M}{a^2\,\sigma_r} = \frac{e}{x\gamma} \cdot \frac{n}{4} = 0{,}272 \text{ (pătrat)} ;$$

$$A = 0{,}783 \text{ (hexagon)} ; A = 1{,}4 \text{ (octogon)}.$$

Deoarece suprafața de separare a zonelor de solicitări plastice și elastice este definită prin intensitatea tensiunilor tangențiale $S = \frac{\sigma_c}{2}$, iar $S = \frac{1}{2}\ (\sigma_r)$, rezultă că zona de separare, în ipoteza deformării, fără întărirea materialului, este definită de $\sigma_r = \sigma_c$.

Rezistența tijei la strivire este dată atunci de relația :

$$M = a^2 \cdot A \cdot \sigma_c \left[\frac{FL}{L}\right],$$

iar la torsiune :

$$M' = W_t \cdot \frac{\sigma_c}{2}\ [FL].$$

Pentru a egala rezistențele la torsiune și la strivire este necesar ca $Ml = M'$, adică :

$$a^2 \cdot A \cdot \sigma_c \cdot l = W_t \frac{\sigma_c}{2}.$$

Rezultă :

$l = \frac{W_t}{2a^2\,A}$, care are valorile numerice 0,38 a; 0,62 a și 0,93 a pentru pătrat, respectiv hexagon și octogon.

Dacă lungimea l este mai mică decît valorile indicate mai sus, transmisia se dimensionează la strivire și, dacă este mai mare, la torsiune.

În cazul poligoanelor cu deschideri de cheie egale (de exemplu 10 mm) se obține :

$a_4 = 10$; $a_6 = 5{,}75$; $a_8 = 4{,}15$; $M_4 = 27{,}2\ \sigma_c$; $M_6 = 24\ \sigma_c$; $M_8 = 24{,}1\ \sigma_c$; $l_{4\,min} = 3{,}8$; $l_{6\,min} = 3{,}5$ și $l_{8\,min} = 3{,}8$.

În cazul transmisiei numai pe două laturi, valorile momentelor se micșorează de două, respectiv trei și patru ori și, în același raport, se măresc lungimile minime.

Momentul de curgere la torsiune este de: 104 σ_c pentru pătrat și 92,5 σ_c, respectiv 93 σ_c, pentru celelalte două secțiuni.

În cazul transmisiei pe toate laturile (cheie închisă), la aceeași deschidere, momentele transmisibile sunt practic egale, atît la strivire, cît și la torsiune. Dacă transmisia cuplului se face numai pe două laturi, secțiunea pătrată este cea mai avantajoasă, necesitînd lungimea minimă de contact pentru a asigura rezistența la strivire.

Valorile date pentru momentul transmisibil sînt acoperitoare, întrucît s-au neglijat trei factori care tind să mărească rezistența piesei : deformarea plastică are loc în realitate cu întărirea materialului ; după începerea deformării, încărcarea de colț se transformă în încărcare distribuită pe o lungime a laturii, deci solicitările scad local ; peretele supus la compresiune plastică este împiedicat să se deformeze în cazul jocurilor mici din cauza rezistenței opuse de peretele exterior.

CZ 621.9-82-85 : 621-52

Unele considerații asupra aplicării sistemelor hidropneumatice la mașini-unelte

MARTA SĂLCUDEAN

Dezvoltarea în ritm rapid a construcției de mașini-unelte, automatizarea lor pe scară largă, ridică problema alegerii judicioase cu eficacitate maximă a sistemelor lor de acționare și automatizare.

Atît sistemele hidraulice, cît și cele pneumatice, au luat o largă răspîndire în construcția și automatizarea mașinilor-unelte, fiecare în parte fiind preferat în funcție de cerințele tehnologice.

Deosebirea esențială dintre sistemele pneumatice și cele hidraulice constă în compresibilitatea diferită a agentului motor, această diferență fiind criteriul determinant la alegerea sistemului.

Se analizează în continuare efectul compresibilității în acționarea unui organ mobil, care are o mișcare de translație cu viteza v. Sistemul trebuie deci să realizeze accelerarea organului mobil pînă la viteza v, deplasarea cu viteza v constantă și frînarea respectivă la capătul cursei.

Pentru a ilustra ca ordin de mărime valorile calculate se ia în considerare un sistem (fig. 1)

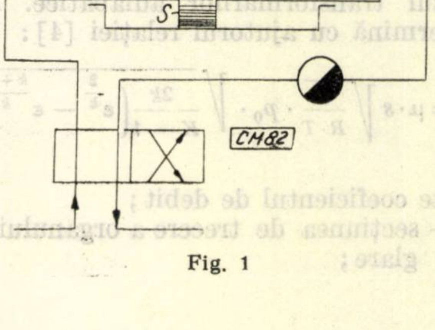


Fig. 1

cu următoarele caracteristici : suma forţelor rezistente la pornire $\sum R = 280$ kgf ; suma forţelor rezistente la aşchiere $\sum R_1 = 420$ kgf ; masa care trebuie pusă în mişcare (organ mobil, dispozitiv, piesă) $M = 50 \frac{\text{kgf s}^2}{\text{m}}$; viteza maximă de deplasare a organului mobil $v = 10$ m/min ; coeficientul de compresibilitate a uleiului $\beta = 50 \cdot 10^{-6} \frac{\text{cm}^2}{\text{kgf}}$; volumul iniţial care se comprimă $V_1 = 3\,000$ cm³.

Rezultă pentru sistemul hidraulic : suprafaţa utilă a pistonului $S = \frac{\sum R_1}{p_1} = 28$ cm² (presiunea de regim $p_1 = 15$ kg/cm²) ; debitul $Q = S.v. = 28$ l/min.

Presiunea necesară pentru învingerea forţelor de frecare la pornire este :

$$p' = \frac{\sum R}{S} = 10 \text{ kgf/cm}^2.$$

În cazul sistemului pneumatic, presiunea din reţeaua de alimentare este $p_0 = 8$ kgf/cm², iar presiunea de regim în cilindru $p_1 = 6$ kgf/cm².

Suprafaţa utilă a pistonului şi presiunea necesară la pornire vor fi :

$$S = \frac{\sum R_1}{p_1} = 70 \text{ cm}^2 \text{ şi } p' = \frac{\sum R}{S} = 4 \text{ kgf/cm}^2.$$

Debitul gravimetric la 20°C şi presiunea de regim de 6 at este [4] :

$$G = Sv\,\gamma = Sv\,\frac{p_1}{RT} = 70 \cdot 10^{-4} \cdot 10\,\frac{7 \cdot 10^4}{293 \cdot 29{,}23} =$$

$$= 0{,}572 \text{ kgf/min},$$

unde :

p_1 reprezintă presiunea absolută, kgf/m² ;

v — viteza, m/min ;

R — constanta universală a gazelor, $\frac{\text{kgfm}}{\text{kgf} \cdot \text{grd}}$;

γ — greutatea specifică a aerului la presiunea atmosferică şi 0°C ;

T — temperatura, °K.

Cunoscînd debitul G al aerului pentru $\frac{p_1}{p_0} = \frac{6}{8} = 0{,}75$, se poate determina debitul critic, adică debitul maxim care corespunde condiţiei $\frac{p_1}{p_0} \leqslant \varepsilon_{cr}$, unde ε_{cr} are valoarea 0,528 în cazul transformărilor adiabatice. Debitul se determină cu ajutorul relaţiei [4] :

$$G = \mu \cdot s \sqrt{\frac{g}{R \cdot T}} \cdot p_0 \cdot \sqrt{\frac{2k}{K-1}\left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}\right)},$$

unde :

μ este coeficientul de debit ;

s — secţiunea de trecere a organului de reglare ;

g — acceleraţia gravitaţională ;

R — constanta generală a gazelor ;

T — temperatura aerului, °K ;

k — coeficientul adiabatic ;

ε — raportul $\frac{p_1}{p_0}$.

Pentru debitul critic [4] :

$$G_{cr} = \mu \cdot s \sqrt{\frac{g}{R \cdot T}} \cdot p_0 \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$

rezultînd :

$$G_{cr} = G \sqrt{\frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\frac{2}{k-1}\left(\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k-1}}\right)}},$$

iar în cazul considerat :

$$G_{cr} = \frac{G}{0{,}87} = \frac{0{,}572}{0{,}87} \cong 0{,}66 \text{ kg/min}.$$

Legea de mişcare a organului mobil, neglijînd efectul forţelor de frecare vîscoasă, are expresia [5] :

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} = P - \sum R,$$

în care P este forţa care acţionează asupra pistonului $(P = p \cdot S)$.

Pentru a pune sistemul în mişcare trebuie ca :

$$p' \cdot S \geqslant \Sigma R.$$

Pentru a crea presiunea p' trebuie refulată o cantitate de fluid în spaţiul de lucru. Timpul necesar pentru a crea această presiune va caracteriza promptitudinea sau rapiditatea de răspuns al sistemului.

Bineînţeles că rapiditatea de răspuns mai depinde de o serie de alţi factori, cum ar fi : jocurile, forţele de frecare etc., dar aceşti factori sînt comuni atît sistemului hidraulic, cît şi celui pneumatic, şi deci nu pot constitui criterii de comparaţie.

La sistemul hidraulic, cantitatea de ulei pe care trebuie să o debiteze pompa pentru a crea presiunea p' în spaţiul de lucru are expresia [6] :

$$\Delta V = \beta\, V_1\, \Delta p = Q\, \Delta t,$$

unde :

ΔV este volumul de ulei debitat ;

$$\Delta p = p' - p_i ;$$

p_i — presiunea iniţială considerată $1{,}5 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$;

Δt — timpul necesar pentru a crea presiunea p' în spaţiul de lucru al cilindrului.

Din relaţia considerată rezultă Δt :

$$\Delta t = \frac{\beta V_1\, \Delta p}{Q} = \frac{50 \cdot 10^{-6} \cdot 3\,000\,(10 - 1{,}5) \cdot 60}{28 \cdot 10^3} \cong$$

$$\cong 0{,}00273 \text{ s}.$$

În cazul sistemului pneumatic, la calculul timpului necesar pentru a crea presiunea p' se disting două cazuri.

În primul caz, presiunea p' este mai mică decît cea critică şi deci :

$$\frac{p'}{p_0} \leqslant \varepsilon_{cr},$$

ε_{cr} avînd valoarea 0,528 pentru transformări adiabatice.

În acest caz, regimul de umplere este supracritic şi se caracterizează printr-un debit gravimetric constant, timpul de umplere avînd expresia [4] :

$$t = \frac{V_1\left(p'^{\frac{1}{k}} - p_i^{\frac{1}{k}}\right)k}{RTp'^{\frac{1-k}{k}} \cdot G_{cr}},$$

unde :

p_i este presiunea iniţială, 1 kgf/cm^2 ;
k — coeficientul transformării adiabatice.

În al doilea caz, presiunea p' este mai mare decît cea critică :

$$\frac{p'}{p_0} > \varepsilon_{cr}.$$

Regimul de umplere este subcritic ; debitul gravimetric va fi constant pînă la atingerea presiunii critice, iar după depăşirea acesteia, va varia în funcţie de presiune.

Timpul de umplere se calculează conform relaţiilor [4] :

$$\Delta T = \Delta t_1 + \Delta t_2;$$

$$\Delta t_1 = \frac{V_1\left(p'^{\frac{1}{k}} - p_i^{\frac{1}{k}}\right)k}{R \cdot T \cdot p'^{\frac{1-k}{k}} \cdot G_{cr}};$$

$$\Delta t_2 = \frac{V_1}{6{,}5 \cdot \mu \sqrt{T}}\left(\sqrt{1 - \varepsilon_{cr}^{0{,}29}} - \sqrt{1 - \varepsilon^{0{,}29}}\right),$$

în care :

ΔT este timpul total de umplere ;
Δt_1 — timpul de umplere pînă la atingerea presiunii critice ;
Δt_2 — timpul de umplere de la atingerea presiunii critice pînă la atingerea presiunii p'.

Pentru sistemul considerat :

$$\frac{p'}{p_0} = \frac{4}{8} = 0{,}5 < \varepsilon_{cr}.$$

Rezultă încadrarea în primul caz prezentat şi deci :

$$\Delta t = \frac{60 \cdot 3\,000\left(4^{\frac{1}{1{,}4}} - 1^{\frac{1}{1{,}4}}\right)1{,}4}{2923 \cdot 293 \cdot 4^{\frac{1-1{,}4}{1{,}4}} \cdot 0{,}66} = 1{,}13 \text{ s}.$$

La sistemul hidraulic, presiunea atinge valoarea reglată de supapa de trecere într-un interval de timp foarte scurt (în general neglijabil). Valori mai mari apar numai în cazul presiunilor de lucru mari şi al conductelor lungi. În cazul exemplului considerat, presiunea de regim de 15 kgf/cm^2 se stabileşte în 0,0043 s, adică practic instantaneu.

Diagrama variaţiei presiunii şi deci a forţei va fi apropiată de forma din figura 2, forţa acţionînd aproape brusc, cu caracter de şoc.

Acceleraţia prezintă o variaţie asemănătoare, fenomenul putînd genera vibraţii cu efect negativ asupra procesului de prelucrare.

Frînarea organelor mobile acţionate hidraulic produce dificultăţi, în special în cazul sistemelor cu viteze mari şi cu conducte de legătură lungi.

La frînări energice (închideri bruşte ale organelor de distribuţie), energia cinetică a lichidului se transformă în energie potenţială, ducînd la creşterea presiunii sistemului.

Forţa pe care lichidul o exercită asupra organului de închidere are expresia :

$$F = m \cdot a = \frac{\gamma \cdot s \cdot l}{g} \cdot \frac{v}{t},$$

unde :

γ este greutatea specifică a lichidului ;
g — acceleraţia gravitaţională ;
l — lungimea conductei ;
s — secţiunea conductei ;
v — viteza lichidului în conductă ;
t — timpul de frînare ;
m — masa lichidului ;
a — acceleraţia.

Rezultă deci că presiunea lichidului asupra organului de închidere este :

$$p = \frac{F}{s} = \frac{\gamma \cdot l \cdot v}{gt}.$$

Valoarea calculată este desigur aproximativă, valoarea reală fiind diferită, din cauza compresibilităţii lichidului şi a elasticităţii pereţilor conductelor.

Creşterea presiunii prin frînare energică generează o undă de presiune care provoacă un fenomen oscilatoriu în conducte, periclitînd siguranţa instalaţiei. Acest fenomen este cu atît mai periculos, cu cît conductele sînt mai lungi, vitezele mai mari şi timpul de închidere mai scurt.

Pentru micşorarea şocurilor, în majoritatea sistemelor hidraulice se recurge la strangularea fluidului, aceasta neconstituind însă o rezolvare definitivă a problemei, în special în cazul coloanelor de lichid lungi.

În sistemele pneumatice, presiunea se stabileşte treptat, ajungînd la valoarea de regim după un timp t.

Legea de mişcare a pistonului precizează dependenţa acceleraţiei în funcţie de presiune [4]; presiunea p, deplasarea x şi timpul t sînt variabilele relaţiei respective, stabilită cu ajutorul ecuaţiei diferenţiale a cantităţii de aer de sub piston şi al ecuaţiei de stare a gazelor:

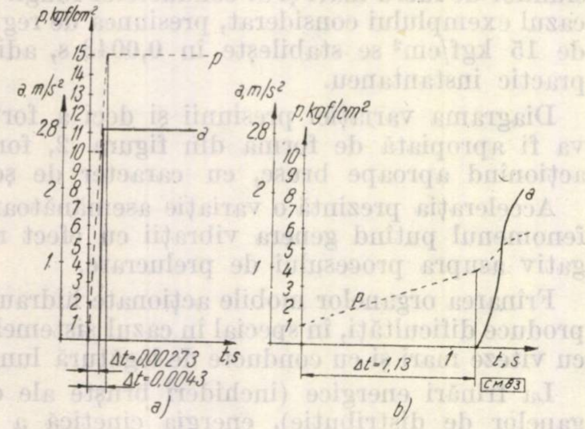


Fig. 2

$$Qdt = \gamma \, dv + v d\gamma,$$

$$\gamma = \frac{p_1^{\frac{n-1}{n}}}{R \cdot T} \cdot p^{\frac{1}{n}}.$$

Integrînd şi considerînd procesul izoterm ($T =$ $=$ constant, $n = 1$), se obţine pentru regimul supracritic relaţia [4]:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} - Sp \frac{s}{s+x} - \frac{Q_{cr} RT}{s+x} t + \sum R = 0,$$

unde:

s este poziţia iniţială a pistonului faţă de cilindru;

x — deplasarea pistonului faţă de cilindru.

S-a dovedit că ipoteza simplificatoare arătată nu introduce erori grosolane. Ecuaţia fiind neliniară şi de ordinul doi se rezolvă prin metode de aproximaţie, considerînd creşteri finite ale timpului Δt.

În regimul subcritic, relaţia devine [4]:

$$M \frac{d^2 x}{dt^2} - Sp \frac{s + x_{cr}}{s+x} - \frac{Q \, RT}{s+x} t + \sum R = 0,$$

în care Q este debitul gravimetric variabil cu presiunea.

Rezolvarea se face tot din aproape în aproape, considerînd pentru fiecare interval mic de timp Δt debitul constant. Deplasarea pistonului începe la $p = 4$ kgf/cm² (tabela 1).

Tabela 1

t, s	p, kgf/cm²	a m/s²	v, m/s	Δx, m
0	4	0	0	0
0,05	4,224	0,31	0,00775	0,0194
0,10	4,440	0,60	0,03	0,001144
0,15	4,865	1,20	0,075	0,003794
2,00	5,246	1,74	0,1485	0,0093815

În figura 2b se vede alura presiunii şi a acceleraţiei sistemului considerat, creşterea treptată a presiunii indicînd evitarea şocurilor.

Deoarece s-a avut în vedere perioada de începere a deplasării, s-a considerat $\sum R =$ constant.

Datorită compresibilităţii aerului şi densităţii reduse, frînările în sistemele pneumatice nu produc unde de şoc. Se realizează o frînare lină, dar există posibilitatea ca, din cauza energiei potenţiale înmagazinate în conducte, în timpul frînării pistonul să fie deplasat înapoi, după oprire.

În ce priveşte problema stabilităţii vitezei, la multe maşini-unelte se cere o viteză de avans riguros constantă, care este greu de realizat, avînd în vedere că forţele de aşchiere nu sînt constante.

În cazul sistemelor hidraulice, variaţia vitezei se datoreşte, în special, următorilor factori: modificarea diferenţei de presiune Δp din expresia debitului de lichid ce trece prin ventilul de reglaj [5]:

$$Q = \mu \cdot s \sqrt{\Delta p},$$

şi destinderea sau comprimarea coloanei de lichid în urma variaţiei forţei care acţionează asupra ei.

Variaţia viscozităţii uleiului în funcţie de temperatură are ca efect modificarea debitului de ulei care se scurge, deci şi a avansului.

Problema menţinerii unei diferenţe de presiune Δp constante a generat multe soluţii, discutarea diferitelor aspecte depăşind însă cadrul acestui articol.

Valoarea modificării de volum a uleiului, deci şi a poziţiei pistonului, este mică, avînd în vedere compresibilitatea redusă a uleiului.

Se menţionează însă că, în cazul coloanelor de lichid lungi, modificarea de volum este importantă, intervenind ca factor perturbator.

La sistemele pneumatice, în cazul variaţiei forţei care se exercită asupra pistonului, are loc o importantă modificare de volum, a cărei valoare se poate obţine aplicînd relaţia [4]:

$$\frac{V_1}{V_2} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}},$$

considerînd că destinderea sau comprimarea au loc adiabatic. Rezultă deci că variaţia sarcinii provoacă, la sistemele pneumatice, importante modificări de volum, care duc la neuniformitatea avansului.

Din analiza comparativă a celor două sisteme rezultă următoarele concluzii:

— considerînd viteza de răspuns mult mai mare a sistemelor hidraulice, cum şi rigiditatea lor, ele sînt preferate în servosisteme, unde cele pneumatice pot deveni mai uşor instabile;

— în cazul comenzilor de la distanţă cu viteze mari, în cazul realizării unor cicluri de frecvenţă mare, sistemele pneumatice sînt mult superioare celor hidraulice, realizînd demarări şi frînări line ;

— în cazurile în care se cere menţinerea constantă a vitezei la sarcini variabile, sistemele pneumatice nu sînt utilizabile ;

— pentru forţe de aşchiere mari se preferă sistemele hidraulice, deoarece cu acestea se pot realiza presiuni de lucru mari, deci gabarite mici ; în cazul forţelor mici de aşchiere, sistemele pneumatice se pot utiliza avantajos ;

— sistemele pneumatice sînt mai sigure în funcţionare, avînd în vedere faptul că nu necesită filtre care prezintă pericol de înfundare ;

— din punct de vedere economic, sistemele pneumatice sînt, în general, mai ieftine decît cele hidraulice, deoarece nu necesită pompe, fiind alimentate de la reţeaua de aer comprimat ; de asemenea, organele de comandă au gabarite mai mici, ca urmare a faptului că vitezele admisibile de scurgere a aerului sînt mai mari decît ale uleiului. Aceste avantaje sînt micşorate de necesitatea unor măsuri de protecţie contra coroziunii, inevitabile în cazul sistemelor pneumatice.

Avînd în vedere aceste considerente s-au realizat o serie de sisteme hidropneumatice, care capătă o largă răspîndire, întrunind o serie de avantaje ale ambelor sisteme.

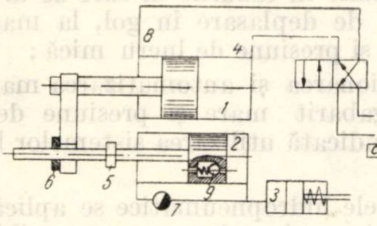


Fig. 3

Trebuie analizată, de la caz la caz, eficienţa sistemului hidropneumatic faţă de cel hidraulic sau pneumatic, ţinînd seamă de condiţiile de lucru ale sistemului respectiv, de gabaritul şi preţul de cost al maşinii, de existenţa reţelei de aer comprimat etc.

Sistemele hidropneumatice folosesc aerul comprimat drept agent motor, uleiul avînd rolul de a uniformiza mişcarea.

În figura 3 se vede schema de principiu a mecanismului de avans al unei maşini de găurit (Bellows & Akron, Ohio), lucrînd după ciclul : avans rapid — avans de lucru — retragere rapidă.

Sistemul constă din cilindrul *1* alimentat cu aer comprimat, cilindrul pentru uniformizarea avansului alimentat cu ulei *2*, acumulatorul de ulei *3*, care compensează diferenţa de volum dintre camerele din dreapta şi stînga pistonului şi pierderile prin neetanşeităţi, şi organele de comandă aferente.

Aerul comprimat intră prin conducta *4* şi deplasează pistonul din cilindrul *1* de la opritorul *5* pînă la opritorul *6*, în avans rapid. Din acest moment începe avansul de lucru, a cărui mărime se reglează prin ventilul *7*.

Uleiul din camera din stînga pistonului *2* se va scurge prin ventilul *7*, în dreapta acestuia.

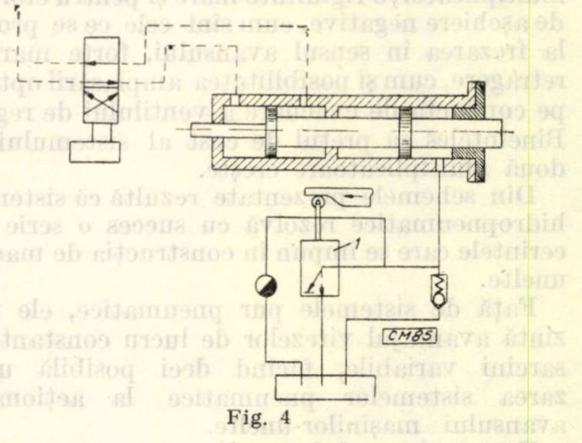


Fig. 4

La reversare, aerul comprimat va alimenta cilindrul *1* prin conducta *8*, iar uleiul din cilindrul *2* se va scurge liber, din partea dreaptă în partea stîngă a pistonului, prin supapa de reţinere *9*.

Avînd în vedere că apropierea rapidă este realizată pneumatic, se pot atinge viteze mari. Acest lucru este realizabil şi la retragerea rapidă, deoarece masa de ulei care trebuie pusă în mişcare este mică. Sistemul asigură în acelaşi timp un avans de lucru constant.

Tot pe baza aceluiaşi principiu este realizată şi acţionarea capetelor de găurit de la unele maşini de găurit şi alezat (Gnutti).

Schema de principiu a unui asemenea cap de găurit este arătată în figura 4.

Avansurile rapide sînt realizate pneumatic, iar cele de lucru, pneumohidraulic. Comanda pentru trecerea de la avansul rapid la cel de lucru este realizată automat prin limitatoarele de cursă ale capului de găurit, care acţionează supapa de derivaţie *1*.

Acţionarea tamburului portpiesă, cum şi a dispozitivelor de fixare a pieselor este hidropneumatică.

În multe cazuri, presiunile de lucru necesare sînt mai mari decît cele uzuale în sistemele pneumatice. În aceste cazuri se recurge la utilizarea multiplicatoarelor de presiune.

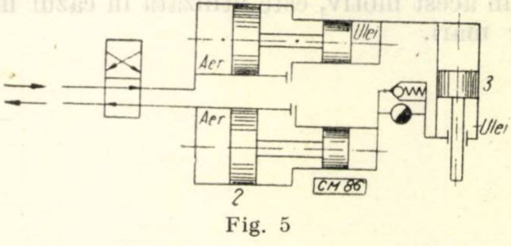


Fig. 5

Schema de principiu a unui sistem hidropneumatic cu multiplicator de presiune este arătată în figura 5.

Sistemul este compus din multiplicatoarele de presiune *1* și *2*, cilindrul de lucru *3* și elementele de comandă aferente.

Sistemul asigură, față de cele cu un singur multiplicator, o rigiditate mare și pentru eforturi de așchiere negative, cum sînt cele ce se produc la frezarea în sensul avansului, forțe mari la retragere, cum și posibilitatea amplasării optime pe conducta de evacuare a ventilului de reglaj. Bineînțeles că prețul de cost al sistemului cu două multiplicatoare crește.

Din schemele prezentate rezultă că sistemele hidropneumatice rezolvă cu succes o serie din cerințele care se impun în construcția de mașini-unelte.

Față de sistemele pur pneumatice, ele prezintă avantajul vitezelor de lucru constante la sarcini variabile, făcînd deci posibilă utilizarea sistemelor pneumatice la acționarea avansului mașinilor-unelte.

Față de sistemele hidraulice, sistemele pneumohidraulice prezintă următoarele avantaje :

— o instalație mai simplă, avînd în vedere lipsa pompelor, conducte de legătură mai scurte și cu diametrul mai mic, aparataj de comandă cu gabarit mai mic etc. ;

— eliminarea șocurilor și a vibrațiilor, rezultînd ridicarea calității suprafețelor prelucrate ;

— încălzirea uleiului este mai puțin accentuată decît în cazul sistemelor hidraulice, deci se micșorează variația vitezei din cauza modificării viscozității cu temperatura ;

— se realizează viteze mari de mers în gol ; în cazul sistemelor hidraulice, realizarea vitezelor mari cu aceeași pompă care alimentează motorul și în avans de lucru duce la necesitatea unei pompe cu debit și presiune de lucru mari, avînd drept consecințe scăderea randamentului întregii instalații, încălzirea pronunțată a uleiului etc.

Pentru a evita aceste fenomene se recurge la soluția cu două pompe, una cu debit mare și presiune mică pentru avansul rapid și una cu debit mic și presiune mare pentru avansul de lucru.

Evident, soluția cu două pompe aduce după sine ridicarea prețului de cost al întregii instalații și, din acest motiv, este utilizată în cazul mașinilor mari.

Sistemele hidropneumatice prezintă și inconveniente față de sistemele hidraulice :

— depind de existența rețelei de aer comprimat ;

— realizarea presiunilor de lucru mari este dificilă, necesitînd multiplicatoare de presiune, care ridică prețul de cost al instalației ; aplicarea sistemului la mașini mari este limitată de presiunea redusă a aerului comprimat, care poate fi insuficientă și pentru realizarea avansului în gol ;

— necesitatea utilizării materialelor anticorosive, deoarece destinderea aerului provoacă o răcire accentuată, ducînd la separarea umidității sub formă de apă și gheață.

În concluzie, analizînd de la caz la caz eficiența sistemelor hidropneumatice față de cele hidraulice sau pneumatice și ținînd seamă de sarcinile ce trebuie realizate de sistemul respectiv, de gabaritul și de prețul de cost al mașinii, de existența rețelei de aer comprimat etc., rezultă următoarele :

— se va prefera sistemul hidropneumatic față de sistemul pneumatic în toate cazurile în care se cere realizarea unei viteze de deplasare constante la solicitări variabile ;

— se va prefera sistemul hidropneumatic față de cel hidraulic în cazurile în care se urmăresc viteze mari de deplasare în gol, la mașini de gabarit mic și presiune de lucru mică ;

— la acționarea și automatizarea mașinilor-unelte de gabarit mare și presiune de lucru mare este indicată utilizarea sistemelor hidraulice ;

— sistemele hidropneumatice se aplică și în cazul servosistemelor, deoarece au posibilitatea unei frecvențe mari și, în același timp, rigiditatea necesară asigurării stabilității.

[1] *Blackburn, J. F* Fluid power control. New York, Londra, Gerhard Reethof and J. Lowen Shearer, 1960. [2] Fluid power book issue. In : Machine Design, nr. 22, 1962. [3] Automatisierung durch Pneumatik und Hydraulik. In : Technische Rundschau, Berna, nr. 24, 31, 46, 49, 1959 și nr. 1, 7, 11, 1960. [4] *Bejanov, B. N.* Mecanisme pneumatice. București, Editura tehnică, 1958. [5] *Botez, E.* Acționarea hidraulică a mașinilor-unelte. București, Editura tehnică, 1955. [6] *Tarjan, F.* și *Lajtai, J.* Szerszamgepek hidraulikus vezerlesei. Budapesta, 1957. [7] *Lewitt, E. H.* Hydraulics and fluid mechanics. Londra, Pitman, 1958.

CZ 621.642 – 186.5 : 620.162.4

Relația dintre încercările la presiune hidraulică și presiune cu gaz pentru ruperea fragilă a vaselor de presiune

Prof. dr. MASAKI WATANABE și prof. SEIICHI KAGA
Universitatea din Osaka – Japonia

Fenomenul ruperii fragile pentru construcțiile sudate a fost studiat în cadrul Institutului internațional de sudură, din diferite puncte de vedere, obținîndu-se rezultate teoretice și experimentale remarcabile, astfel încît dr. Weck, președintele Comisiei a IX-a a Institutului internațional de sudură, a propus să se întocmească un raport sintetic în legătură cu influența tensiunii reziduale asupra ruperii fragile, afirmînd că această problemă a fost rezolvată.

Din punct de vedere tehnic, în esență, autorii sînt de acord cu părerea doctorului Weck; studiul de față nu se ocupă cu efectul tensiunii reziduale asupra ruperii fragile.

În multe cazuri s-a încercat înlocuirea probei de presiune cu gaz prin proba la presiune hidraulică, chiar pentru vasele solicitate la presiune de către gaze, deoarece se consideră că probele la presiune cu gaz pot produce efecte grave în cazul spargerii vaselor. Astfel, există un număr redus de încercări, chiar experimentale, pentru spargeri datorite presiunii produse de gaze.

Autorii au utilizat din anul 1960 metoda probei de presiune cu gaz, determinînd un procedeu pentru controlul siguranței și al temperaturii la spargerea în timpul probei.

În cadrul studiului se compară, pentru fiecare temperatură, datele obținute cu ajutorul probelor de presiune cu gaz, cu datele obținute la proba hidraulică.

1. Proba de rupere cu gaz

Aparatajul de probă. În figura 1 apare o secțiune prin vasul de probă. Partea inferioară *2* a vasului *1* a fost folosită ca disc de încercare. La partea superioară a vasului este înșurubat capacul *4*, prevăzut cu un orificiu pentru introducerea gazului lichefiat și pentru măsurarea presiunii. Placa de încercare a fost montată la partea inferioară a vasului, întrucît această dispoziție oferă posibilitatea determinării direcției de aruncare a plăcii respective. Pentru securitatea experimentării este foarte important să se poată determina direcția de aruncare a pieselor rupte.

În vasul de probă există, de asemenea, un recipient de gaz lichefiat *3*, construit din tablă de cositor. În centrul suprafeței exterioare a discului de probă este sudat elementul *5* pentru amorsarea ruperii, acționînd pe principiul solicitării la sarcină în cădere, utilizat frecvent în Laboratorul de cercetări navale.

În figura 2 apare schema instalației de încercare. Baia de răcire *5* este întrebuințată în scopul răcirii prealabile pe vasul de probă. Pentru măsurarea temperaturii vasului de probă a fost folosit termocuplul *6* (cupru-constantan), prevăzut cu dispozitivul indicator *11* și legătura rece *8*. În cazul în care presiunea gazului nu este suficientă pentru a rupe placa de probă, gazul din vasul de probă este eliminat prin ventilul *9*. Aparătoarele *13* au fost prevăzute atît pentru securitatea experimentatorilor, cît și pentru a înlesni determinarea, din exterior, a presiunii și a temperaturii. Pentru a

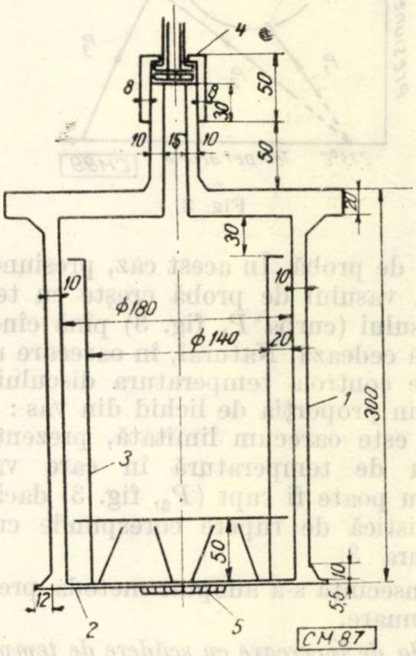


Fig. 1

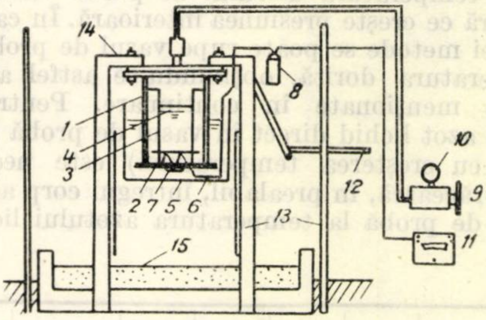


Fig. 2

preveni deplasarea corpului vasului de probă, datorită reacției jetului de gaz, a fost prevăzut suportul *14*.

La rupere, placa de probă este aruncată pe stratul de nisip 15.

Metoda de încercare cu creștere de temperatură. Inițial, azotul lichid a fost turnat direct în vasul de probă. În acest caz, presiunea interioară a vasului de probă crește cu temperatura vasului (curba P_1, fig. 3) pînă cînd vasul de probă cedează. Natural, în oarecare măsură, se poate controla temperatura discului la rupere, prin proporția de lichid din vas : această metodă este oarecum limitată, prezentînd un domeniu de temperatură în care vasul de probă nu poate fi rupt (P_2, fig. 3) dacă curba caracteristică de rupere corespunde curbei *F* din figura 3.

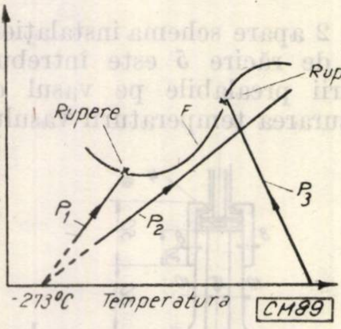


Fig. 3

În consecință s-a adoptat metoda prezentată în continuare.

Metoda de încercare cu scădere de temperatură. Vasul de probă a fost prevăzut cu un recipient de gaz lichefiat *3* (fig. 1 și 2). Azotul lichid este turnat în acest vas și, după închidere, vasul de probă este răsturnat cu ajutorul pîrghiei *12* (fig. 2). Cînd azotul lichid este turnat în vas, presiunea interioară începe să crească (P_3, fig.3). Din cauza căldurii de vaporizare a azotului lichid, temperatura discului de probă scade pe măsură ce crește presiunea interioară. În cadrul acestei metode se poate rupe vasul de probă la temperatura dorită, obținîndu-se astfel avantajele menționate în continuare. Pentru a turna azot lichid direct în vasul de probă (metoda cu creșterea temperaturii) este necesar să se răcească, în prealabil, întregul corp al vasului de probă la temperatura azotului lichid, în timp ce prin metoda scăderii temperaturii trebuie să se răcească numai placa de probă la o temperatură de circa 50°C peste temperatura de rupere ; temperatura discului scade în continuare după răsturnarea vasului, datorită căldurii de vaporizare a azotului lichid. În plus, pentru că temperatura inițială a vasului de probă este foarte scăzută, în cadrul primei metode, este necesară o puternică încălzire pentru a rupe placa de probă, în timp ce la metoda cu scăderea temperaturii, căldura de vaporizare este furnizată prin scăderea temperaturii plăcii, aceasta rupîndu-se într-un interval de 10 pînă la 30 s după răsturnarea vasului.

Viteza de creștere a încărcării plăcii de probă nu este mare, cifrîndu-se la aproximativ 1 kgf/cm²s.

Rezultatele probelor. Compoziția chimică și proprietățile mecanice ale materialelor încercate apar în tabela 1. Relația dintre temperatură și presiunea la rupere este arătată în figurile 4a, 4b și 4c. Liniile punctate indicînd punctele de rupere arată relația dintre creșterea presiunii și scăderea temperaturii ; linia continuă arată curba de rupere în cadrul acestei probe. În toate încercările s-a ținut seamă că există un domeniu de temperatură în care presiunea de rupere scade în măsura scăderii temperaturii.

Se pare că acest domeniu de temperatură reprezintă cea mai joasă limită a domeniului de temperatură pentru încercarea oțelului.

Corelația cu probele industriale. S-a studiat legătura dintre rezultatele probelor de rupere cu gaz și rezultatele încercărilor de impact Charpy (5 × 10 × 55).

Au fost definite următoarele temperaturi de tranziție pentru proba de rupere cu gaz (fig. 5) :

T_1 — temperatura la care presiunea la rupere începe să scadă ;

T_2 — temperatura la care gradientul curbei caracteristice de rupere a discului este maxim ;

T_3 — temperatura la care presiunea la rupere este minimă ;

T_s — temperatura cea mai ridicată la care ruperile care iau naștere în elementul de amorsare încep să se propage în material ;

T_A — temperatura cea mai scăzută la care ruperile se opresc în limitele discului de probă ;

T_p — temperatura cea mai ridicată la care ruperile ajung la marginea discului.

Tabela 1

Oțel de probă	Grosime, mm	C, %	Si, %	Mn, %	P, %	S, %	Ni, %	Cu, %	Sn, %	σ_c, kg/mm²	σ_i, kg/mm²	δ %
Necalmat	6	0,20	0,01	0,53	0,925	0,019	—	—	—	43,0	43,0	25,5
Al-K (A)	5,5	0,04	—	0,30	0,015	0,015	—	0,08	0,01	42,3	42,3	35,0
Al-K (B)	20	0,05	0,41	0,85	0,010	0,009	—	—	—	43,1	43,1	34,0
2.5Ni (A)	8	0,09	0,28	0,53	0,015	0,07	2,4	—	—	57,8	57,8	18,5
2.5 Ni (B)	20	0,06	0,22	0,86	0,014	0,016	2,44	—	—	47,9	47,9	31,5
Y N D	6	0,09	0,23	1,11	0,017	0,010	0,07	—	—	46,7	46,7	27,3

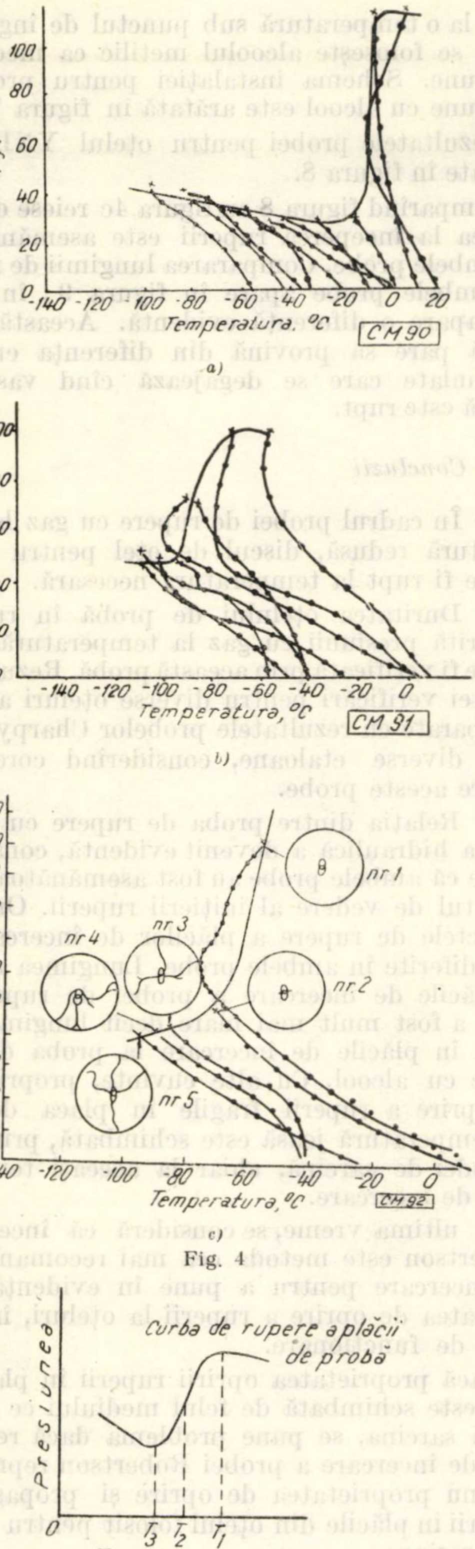


Fig. 4

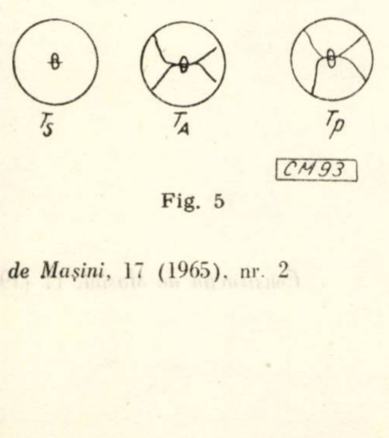
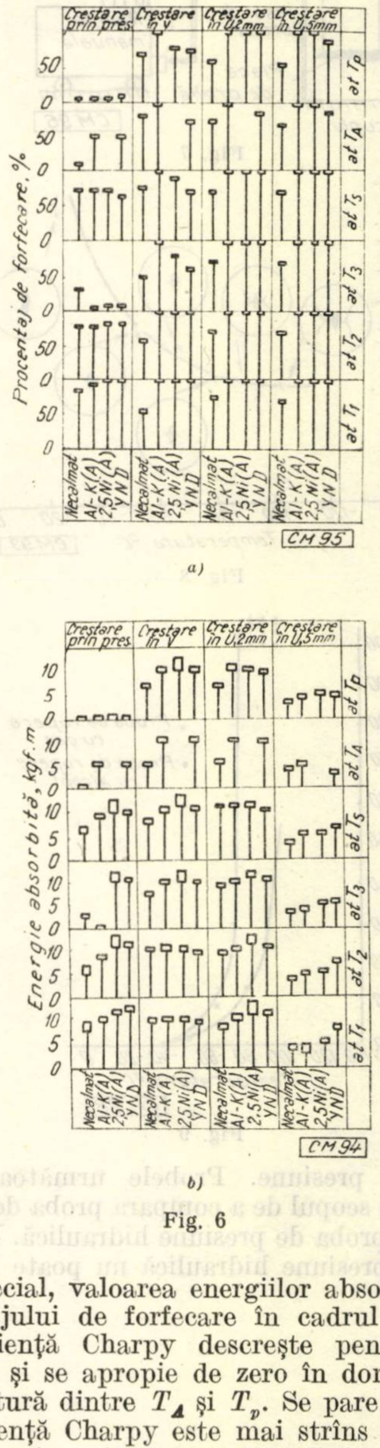


Fig. 5

Energiile absorbite şi procentajele de rupere la forfecare, în cadrul probelor Charpy la aceste temperaturi de tranziţie a probelor de rupere cu gaz, sînt arătate în figurile 6a şi 6b.

După cum se vede, valoarea energiei absorbite şi procentajul de forfecare în cadrul probei Charpy nu sînt constante pentru fiecare temperatură de tranziţie a probei de rupere cu gaze, variind puţin cu temperatura de tranziţie.



a)

b)

Fig. 6

În special, valoarea energiilor absorbite şi a procentajului de forfecare în cadrul probelor de rezilienţă Charpy descreşte pentru orice material şi se apropie de zero în domeniul de temperatură dintre T_A şi T_p. Se pare că proba de rezilienţă Charpy este mai strîns legată de limitarea şi extinderea spărturii în placa de încercare la proba de rupere cu gaze.

2. Relația dintre proba de rupere cu gaze și proba de presiune hidraulică

În prezent, proba de presiune hidraulică se întrebuințează ca probă convențională pentru vasele de presiune. Probele următoare sînt utilizate în scopul de a compara proba de rupere cu gaz cu proba de presiune hidraulică. Întrucît proba de presiune hidraulică nu poate fi realizată la o temperatură sub punctul de îngheț al apei, se folosește alcoolul metilic ca mediu de presiune. Schema instalației pentru proba de presiune cu alcool este arătată în figura 7.

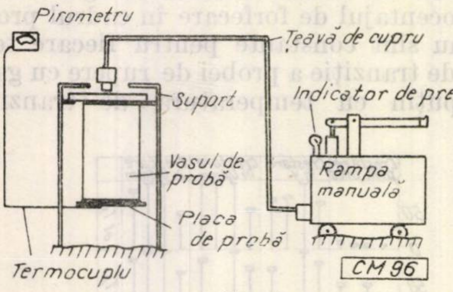


Fig. 7

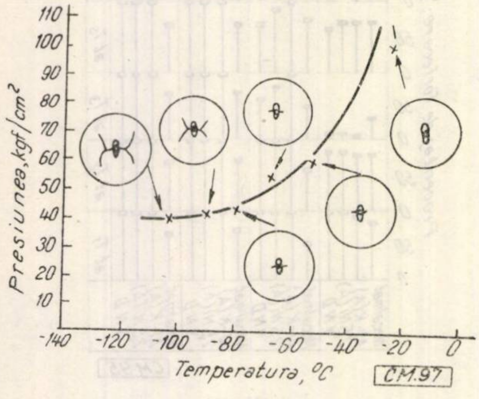


Fig. 8

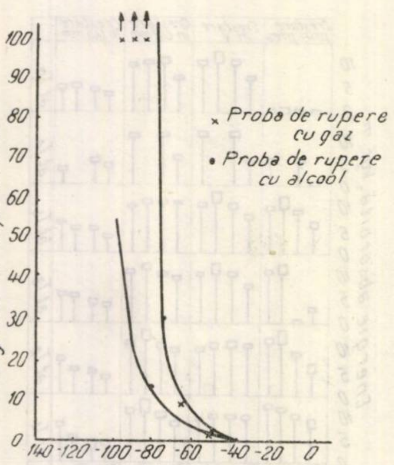


Fig. 9

Rezultatele probei pentru oțelul YND sînt arătate în figura 8.

Comparînd figura 8 cu figura 4c reiese că presiunea la începerea ruperii este asemănătoare în ambele probe. Compararea lungimii de rupere în ambele probe apare în figura 9; în acest caz apare o diferență evidentă. Această diferență pare să provină din diferența energiei acumulate care se degajează cînd vasul de probă este rupt.

3. Concluzii

— În cadrul probei de rupere cu gaz la temperatură redusă, discul de oțel pentru probă poate fi rupt la temperatura necesară.

— Duritatea oțelului de probă în ruperea datorită presiunii cu gaz la temperatură joasă poate fi verificată prin această probă. Rezultatele acestei verificări pentru diverse oțeluri au fost comparate cu rezultatele probelor Charpy, folosind diverse etaloane, considerînd corelațiile dintre aceste probe.

— Relația dintre proba de rupere cu gaz și proba hidraulică a devenit evidentă, constatîndu-se că ambele probe au fost asemănătoare din punctul de vedere al inițierii ruperii. Oricum, aspectele de rupere a plăcilor de încercare au fost diferite în ambele probe. Lungimea ruperii în plăcile de încercare a probei de rupere cu gaze a fost mult mai mare decît lungimea ruperii în plăcile de încercare la proba de presiune cu alcool. Cu alte cuvinte, proprietatea de oprire a ruperii fragile în placa de oțel la temperatură joasă este schimbată, prin felul metodei de sarcină, chiar la aceeași temperatură de încercare.

În ultima vreme, se consideră că încercarea Robertson este metoda cea mai recomandabilă de încercare pentru a pune în evidență proprietatea de oprire a ruperii la oțeluri, în condiții de funcționare.

Dacă proprietatea opririi ruperii în placa de oțel este schimbată de felul mediului ce determină sarcina, se pune problema dacă rezultatele de încercare a probei Robertson reprezintă sau nu proprietatea de oprire și propagare a ruperii în plăcile din oțelul folosit pentru vasele de presiune.

Documentare

Criteriile rodajului pentru motorul Diesel. D. Benoist. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., nr. 11, 1964.

Operaţia de rodaj a fost definită ca o ultimă prelucrare care pune în concordanţă abaterile macrogeometrice ale suprafeţelor prelucrate. Problema este de a cunoaşte în ce moment această prelucrare este terminată, adică atunci cînd suprafeţele, ale căror erori de formă erau antagoniste nu mai prezintă ondulaţii sensibile, nici vîrfuri ascuţite, subzistînd numai numeroase găuri. Unii socotesc că rodajul se produce în tot timpul vieţii motorului. Rodajul fiind începutul uzurii şi ritmul acesteia variind continuu, este dificil să se precizeze momentul cînd rodajul s-a terminat. S-a propus să se accepte că un motor este rodat atunci cînd rezultatele măsurărilor la care este supus fără demontare devin stabile în timp. În aceste condiţii, starea suprafeţelor este departe de a fi atins fineţea care se întîlneşte normal pe un motor în serviciu. S-au efectuat încercări pe un motor Diesel cu patru cilindri în linie, cu cămăşi umede din fontă obişnuită şi cu primii segmenţi cromaţi. Motorul în patru timpi cu injecţie directă avea alezajul de 85 mm şi cursa de 80 mm. Turaţia maximă era de 4 000 rot/min. Fiecare încercare a fost împărţită în trei părţi principale, în cursul cărora au fost examinate o serie de criterii: 1 — o serie de măsurări înaintea rodajului, în special asupra rugozităţii cămăşilor, presiunii de comprimare şi etanşeităţii segmenţilor; 2 — o perioadă de rodaj propriu-zis formată din 270 min, cu turaţii şi momente crescînde, în care se măsoară scăpările la segmenţi din cinci în cinci minute, cum şi puterea şi consumul de combustibil, temperatura la evacuare fiind înregistrată continuu; 3 — măsurări asemănătoare celor efectuate la începutul rodajului, pentru a judeca evoluţia motorului. Uzura segmenţilor s-a urmărit şi prin radioactivitatea lor.

Examinarea rezultatelor încercărilor a permis constatările care urmează. În ultima fază a rodajului se manifestă o tendinţă evidentă de reducere a scăpărilor pe lîngă segmenţi, mai ales pentru regimul de plină sarcină şi turaţie nominală. O dată cu micşorarea debitului scăpărilor la finele rodajului faţă de începutul său, se înregistrează şi creşterea corespunzătoare a presiunilor de comprimare. Puterile şi consumurile specifice de combustibil se stabilizează foarte repede. Starea suprafeţelor cămăşilor şi segmenţilor, examinată prin microfotografiere, a arătat ştergerea striurilor de prelucrare. Se poate afirma că rodajul este terminat cînd etanşeitatea segmentaţiei s-a stabilizat. Această stabilizare este de altfel confirmată de stabilizarea puterii şi a consumului specific de combustibil, cum şi de aceea a uzurii primului segment.

Temperaturile gazelor în timpul comprimării la motoarele Diesel. K. C. Tsao, P. S. Myers şi O. A. Uyehara In: S.A.E. Transactions, 1962.

Măsurarea temperaturilor gazelor în timpul procesului de comprimare la motorul Diesel a permis autorilor, printre altele, să stabilească o expresie empirică a duratei, în milisecunde, a fenomenului de întîrziere la autoaprindere în funcţie de temperatura T în momentul începutului injecţiei (în °R), de presiune p în acelaşi moment (în pounds pe ţol pătrat) şi de turaţia n a motorului (în rot/min):

$$\left(\frac{132}{p}+0{,}415\right)\left\{\left(\frac{-36{,}3}{T}+0{,}0222\right)n+\left(\frac{47{,}45\times10^{3}}{T}-26{,}66\right)+\left(\frac{T}{1\,000}-1{,}45\right)\left(\frac{1\,000-n}{60}\right)\right\}.$$

Studiul funcţionării motorului Diesel IMZ-236 în condiţiile presiunii atmosferice scăzute. O. P. Ponomarev şi E. V. Piadicev. În: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 8, 1964.

Modificarea condiţiilor atmosferice determină variaţia cantităţii de aer aspirat în cilindrii motorului cu ardere internă. La ŢNITA au fost efectuate studii asupra motorului IMZ-236, cu ajutorul unui stand special care permite modificarea — în limitele necesare — a presiunii aerului atmosferic la aspiraţie şi evacuare şi menţinerea la valori constante a umidităţii relative şi a temperaturii aerului aspirat. Standul a fost alcătuit, în principal, din preîncălzitorul electric şi contorul pentru aer, vana de laminare, umidificatorul şi două şaibe de laminare avînd rolul de a imita rezistenţa filtrului de aer şi, respectiv, pe cea a traseului de evacuare a gazelor. Temperatura aerului aspirat în motor, avînd umiditatea relativă de 70—75%, a fost menţinută în limitele 18—20°C, iar presiunea a variat de la 745 pînă la 405 mm col. Hg, ceea ce corespunde unei modificări de altitudine de la 175 pînă la 5 000 m.

Scăderea densităţii aerului aspirat în motorul Diesel determină micşorarea presiunii şi a temperaturii la finele compresiunii, ceea ce duce la creşterea perioadei de întîrziere la aprindere şi, respectiv, la deplasarea procesului de ardere în faza de destindere, cu efect negativ asupra randamentului indicat. La scăderea presiunii aerului atmosferic pînă la 300 mm col. Hg, temperatura de compresiune (exponent politropic $n_1 = 1{,}26$) scade la 610°K, iar motorul se opreşte. Cercetările arată să scăderea presiunii duce şi la micşorarea exponentului politropic, care poate fi apreciată cu ajutorul unei relaţii empirice.

În figura 1 este arătată variaţia puterii efective P_e şi a consumului orar de aer G_a. Datele experimentale arată că la plină sarcină mărimea relativă G_a/G_{a0} nu depinde de turaţie, fiind direct proporţională cu presiunea atmosferică;

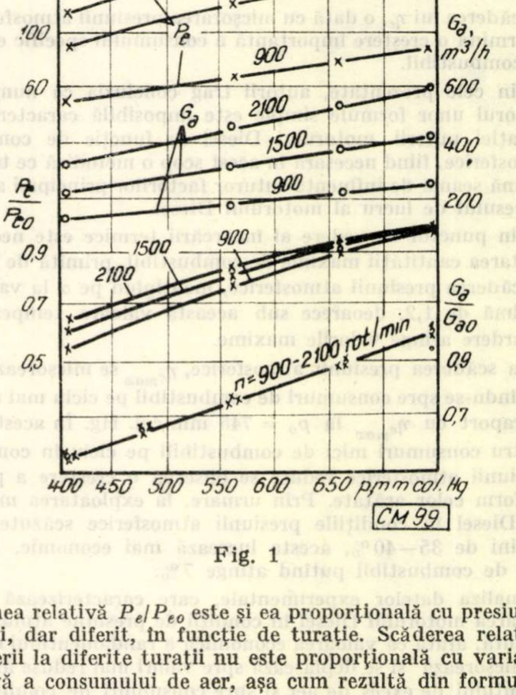


Fig. 1

mărimea relativă P_e/P_{e0} este şi ea proporţională cu presiunea aerului, dar diferit, în funcţie de turaţie. Scăderea relativă a puterii la diferite turaţii nu este proporţională cu variaţia relativă a consumului de aer, aşa cum rezultă din formulele de reducere a puterii, prezentate în anumite lucrări de specialitate. O asemenea ipoteză este posibilă numai în cazul cînd raportul η_e/α rămîne constant pentru orice valori ale densităţii aerului. Se ştie însă că η_e/α depinde de turaţia motorului şi de coeficientul de exces de aer.

În figura 2 este arătată variţia lui η_e/α, η_e şi c_e în funcţie de presiunea atmosferică şi turaţia motorului Diesel IMZ-236. Se vede că ipoteza admisă de unii autori cu privire la variaţia liniară a lui η_e/α cu presiunea atmosferică nu este justificată.

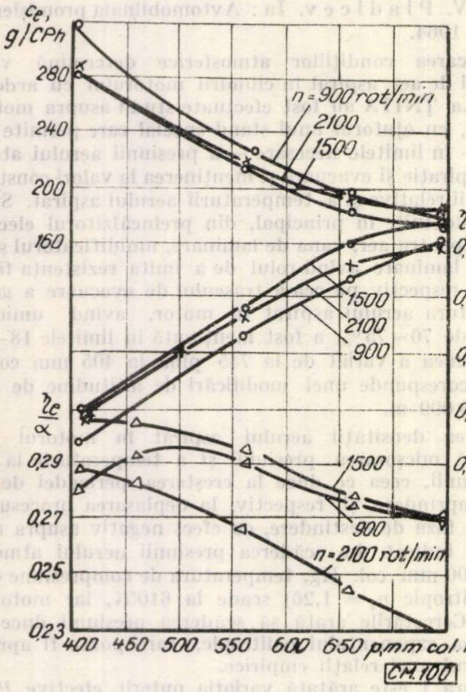


Fig. 2

Din studiile făcute mai rezultă că, în cazul motoarelor Diesel care funcţionează în condiţii de presiune atmosferică scăzută, nu este necesară corectarea curbei momentului motor, ţinînd seamă de înrăutăţirea procesului de ardere pentru $\alpha < 1{,}2$.

Scăderea lui η_e, o dată cu micşorarea presiunii atmosferice, determină o creştere importantă a consumului specific efectiv de combustibil.

Din cele prezentate, autorii trag concluzia că numai cu ajutorul unor formule simple este imposibilă caracterizarea variaţiei puterii motorului Diesel în funcţie de condiţiile atmosferice, fiind necesară în acest scop o metodică ce trebuie să ţină seamă de influenţa tuturor factorilor principali asupra procesului de lucru al motorului Diesel.

Din punctul de vedere al încărcării termice este necesară limitarea cantităţii maxime de combustibil, primită de motor la scăderea presiunii atmosferice, menţinînd pe α la valoarea minimă de 1,2, deoarece sub această valoare temperatura de ardere atinge valorile maxime.

La scăderea presiunii atmosferice, $\eta_{e_{max}}$ se micşorează, deplasîndu-se spre consumuri de combustibil pe ciclu mai reduse în raport cu $\eta_{e_{max}}$ la $p_o = 745$ mm col. Hg. În acest mod, pentru consumuri mici de combustibili pe ciclu în condiţiile presiunii atmosferice reduse se observă o creştere a puterii conform celor arătate. Prin urmare, la exploatarea motorului Diesel în condiţiile presiunii atmosferice scăzute şi la sarcini de 35—40%, acesta lucrează mai economic, economia de combustibil putînd atinge 7%.

Analiza datelor experimentale, care caracterizează funcţionarea motorului Diesel în condiţii de presiune atmosferică scăzută, arată că valoarea economică a randamentului efectiv se micşorează şi se deplasează spre valori mai reduse ale coeficientului de exces de aer şi spre consumuri de combustibil pe ciclu mai mici.

Transmisiile — stadiu actual şi posibilităţi de viitor. P. Rapin. In: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A., nr. 11, 1964.

În tehnica automobilului se folosesc, în prezent, sistemul de transmisie mecanică clasică cu ambreiaj de fricţiune şi cutie de viteze cu angrenaje, cum şi sistemul de transmisie hidrocinetică cu convertizor hidraulic de cuplu şi cutie cu trenuri planetare.

O cutie de viteze clasică cu patru schimburi are în priză directă un randament între 96 şi 99,2%, iar în schimbul 2 un randament între 95,2 şi 97,8%. Ambreiajul uscat cu disc nu converteşte energia în căldură decît în perioada de alunecare, mai ales la demarare. Randamentele globale ale transmisiei mecanice variază între 0,7 la viteze foarte mici şi 0,85 spre 100 km/h şi mai mult.

Ambreiajul hidraulic nu prezintă interes dacă este cuplat cu o transmisie mecanică.

Convertizorul de cuplu dă o multiplicare a momentului motor interesantă la demarare, dar pretinde fie intervenţia unui ambreiaj suplimentar pentru trecerea vitezelor, fie adoptarea unor trenuri planetare. Această soluţie se pretează bine la automatizare, dar are dezavantajul unui randament mai slab (convertizorul nu are randamente superioare lui 90%). Complicaţia este mai mare, punerea în funcţiune a planetarelor pretinzînd frîne, roţi libere, ambreiaje cu discuri multiple etc. În plus, adaptarea convertizorului la momentul motor, la viteza maximă şi la consumul specific minim nu se poate face decît printr-un compromis.

În afară de aceste două sisteme de transmisii ar fi posibilă folosirea, la automobil, a transmisiei hidrostatice şi a celei electrice asincrone cu frecvenţă variabilă. Din examinarea stadiului actual al dezvoltării transmisiilor hidrostatice rezultă că acestea au avantajul variaţiei continue, deci al uşurinţei conducerii, dar au randamente net inferioare şi greutăţi mai mari (0,6—2 kg /kW) faţă de cele mecanice. Preţul lor de cost este încă prea mare. Introducerea tracţiunii în faţă anulează avantajul desfiinţării arborelui de transmisie şi în fine pentru asigurarea ţinutei de drum nu se poate ataca direct şi independent fiecare roată, ci trebuie păstrat diferenţialul, ceea ce din nou nu permite realizarea practică a avantajelor teoretice ale transmisiei hidrostatice.

În ceea ce priveşte transmisia electrică, aceasta încă nu s-a putut experimenta suficient în tracţiunea auto grea pentru a se putea trage unele concluzii în comparaţie cu cea hidrostatică.

Evoluţia tehnicii măsurărilor pe autovehicule în mers. E. Chapoux. In: Ingénieurs de l'automobile—Journal de la S.I.A., nr. 11, 1964.

Principalele tehnici noi de măsură folosite pe autovehicule în mers sînt: măsurări extensometrice cu ajutorul firelor rezistente (strain-gages); măsurarea vibraţiilor fie cu ajutorul aceleiaşi metode, fie cu al captatoarelor cu cristale; măsurarea şi analiza zgomotelor; transmisiile şi legăturile radioelectrice; calculatoarele electronice etc.

Aparatele şi instalaţiile voluminoase şi grele sînt împărţite în două părţi: una cuprinzînd detectoarele şi transformatoarele de semnale cu emiţătorul lor, plasată pe autovehicul, şi alta grupînd aparatele receptoare, instalată la punct fix.

Metodele moderne de telemăsură utilizează atît modul de transmisie continuu, cît şi cel prin comutare mecanică sau electronică.

Măsurarea vibraţiilor de torsiune ale arborilor cotiţi se bazează pe metoda de măsurare a fazei unei extremităţi a arborelui în raport cu cealaltă. Informaţiile obţinute sînt aplicate la intrarea unui circuit care produce o tensiune proporţională cu defazajul. Dacă există o vibraţie torsională, această tensiune este oscilantă. Înregistrînd variaţiile ei în timp, se poate cunoaşte frecvenţele fenomenului. Pe un motor sau pe o transmisie complexă se poate înregistra fenomenul în mod continuu, de la ralanti pînă la regimul maxim, ceea ce dă posibilitatea de a găsi uşor vitezele critice de rezonanţă şi unghiurile corespunzătoare de torsiune.

Aceeaşi metodă a fost aplicată pentru studiul vibraţiilor unghiulare ale unui ax de delco. S-au determinat vitezele la care se produc oscilaţiile perturbatoare datorite bătăilor sistemului de avans centrifugal. Aceste încercări sînt completate cu măsurarea dispersiei momentului de aprindere la toţi cilindrii, în ordinea de aprindere. Principiul montajului experimental este următorul : un dispozitiv comandat de arborele cotit dă naştere la impulsuri electrice regulat distanţate, destinate să reprezinte unghiul de rotaţie al arborelui cotit ; în momentul deschiderii cuptorului apare la bornele sale un vîrf de tensiune urmat de o oscilaţie amortizată ; un circuit de punere în formă transformă această undă complexă într-un impuls utilizat pentru declanşarea sarcinii unui circuit cu acumulare, care totalizează electric impulsurile furnizate prin rotirea motorului ; la bornele acestui circuit de acumulare apare o tensiune care creşte în trepte pe măsură ce impulsurile datorite rotaţiei îi sînt comunicate ; graficul variaţiei acestei tensiuni în funcţie de timp are deci forma unei scări ; în fine, cînd pistonul cilindrului care a primit scînteia de aprindere ajunge la punctul său interior, un ultim dispozitiv eliberează un impuls electric care opreşte funcţionarea circuitului de acumulare şi anulează brusc tensiunea la borne ; dacă tensiunea în formă de scară dată de acest din urmă circuit este înregistrată în funcţie de timp, numărul de trepte va fi egal cu numărul de grade de rotaţie care au trecut între momentul deschiderii ruptorului şi acela al ajungerii pistonului corespunzător la punctul său mort interior, ceea ce este, prin definiţie, avansul la aprindere

O altă problemă importantă este detectarea aprinderilor secundare, în scopul stabilirii unei metode de clasificare a bujiilor pe scară termică. Metoda constă în măsurarea variaţiei rezistenţei electrice a gazelor, datorită arderii. Bujia de aprindere serveşte drept captator, aplicîndu-se o tensiune electrică continuă electrozilor săi. Ionizarea gazelor prin ardere devenind mare, un curent trece prin electrozi, determinînd un semnal exterior diferit de acel produs la declanşarea scînteii. Prin compararea celor două semnale se poate stabili momentul apariţiei aprinderii secundare.

Stand de dimensiuni mici pentru rodarea la rece şi la cald a motoarelor GAZ-53 şi GAZ-66. I. T. Ceban. In : Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 9, 1964.

La proiectarea acestui stand a fost necesar să se ţină seamă de următoarele condiţii :

— motoarele trebuie să fie montate şi încercate fără cutie de viteză ;

— motoarele trebuie să fie supuse rodării atît la rece, cît şi la cald (fără sarcină), la un regim stabilit ;

— spaţiul pe care se fac încercările este limitat la 818 m².

Datorită dimensiunilor reduse proiectanţii au recurs la soluţia realizării unor standuri cu două etaje, în care electromotorul de acţionare pentru rodarea la rece este dispus sub motorul de automobil încercat. Standul realizat (fig. 1) pentru rodarea la rece şi la cald a motoarelor GAZ-53 şi GAZ-66 cu 8 cilindri în V are lungimea de 1 600 mm şi lăţimea de 770 mm, şi se compune dintr-un batiu sudat sau turnat *1*, pe care sînt montate reazemele *2* pentru aşezarea motorului de automobil. Electromotorul de acţionare *3* este aşezat în interiorul batiului, fiind fixat la placa *4* care se poate roti. Pe aceeaşi placă sînt montate cuplajul cu fricţiune *5* şi axul de antrenare, legate de axul electromotorului prin intermediul cuplajului elastic *6*. În partea opusă a cuplajului cu fricţiune pe axul de antrenare, se află şaiba *7*. Pe consola specială *8* se află montată păpuşa de antrenare *9* cu şaiba *10*, axul canelat *11* cu două articulaţii cardanice şi vîrful *12* pentru intrarea în angrenajul cu clichet al arborelui cotit al motorului de automobil.

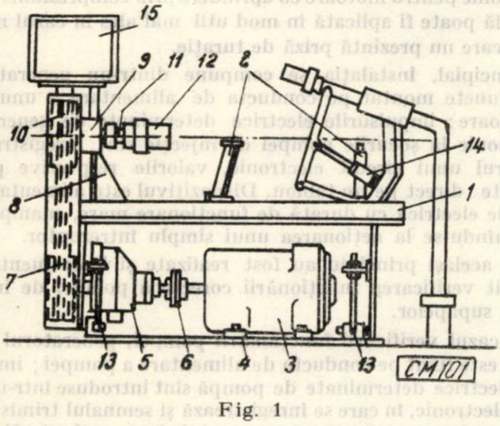


Fig. 1

De la electromotorul *3* momentul de torsiune este transmis prin cuplajul elastic *6* şi prin cel cu fricţiune *5* la şaiba *7* ; după aceea, cu ajutorul curelelor trapezoidale, momentul este preluat de şaiba *10* a păpuşii de antrenare *9*, axul canelat *11* cu cele două articulaţii cardanice, vîrful *12* şi clichetul arborelui cotit.

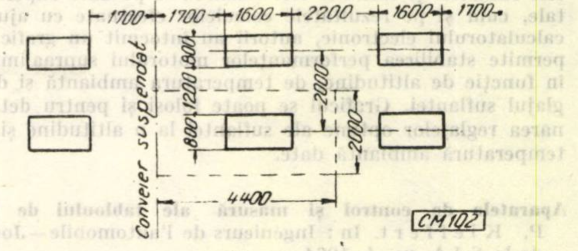


Fig. 2

Cuplajul cu fricţiune este comandat cu ajutorul unui dispozitiv pneumatic reglabil, care asigură cuplarea treptată a axului electromotorului cu arborele cotit al motorului.

Întinderea curelelor trapezoidale se realizează cu şuruburile *13* după rotirea plăcii *4*. Cilindrii pneumatici *14*, care pot fi puşi în legătură cu reţeaua de aer comprimat, permit cuplarea racordurilor pentru evacuarea gazelor arse la flanşele ţevăriei de evacuare a motorului.

O consolă specială permite fixarea panoului cu aparate de control *15*. De asemenea, standul este prevăzut cu un mecanism automat de variaţie a turaţiei, care permite respectarea regimului de rodaj la cald stabilit.

În afară de reducerea dimensiunilor standurilor, au fost alese dimensiuni minime pentru lăţimea trecerilor între standuri şi rîndurile de standuri (dispoziţia standurilor este arătată în figura 2). Suprafaţa care revine unui stand este de 8,8 m². În afară de instalarea celor 47 de standuri de încercare, pe suprafaţa impusă de 818 m² au fost montate şi alte instalaţii şi utilaje tehnologice, printre care şi un conveier suspendat, care transportă motoarele la standurile de rodare.

Influenţa presiunii şi temperaturii de admisiune asupra consumului de aer al motoarelor cu aprindere prin comprimare rapidă, cu referire în special la motoarele supraalimentate. C. B. Dicksee. In : The Institution of Mechanical Engineers — Proceedings, vol. **178**, part. 1, nr. 19, 1963-64.

Autorul arată că greutatea aerului primit de motorul cu aprindere prin comprimare este direct proporţională cu raportul presiunilor şi invers proporţională cu puterea 3/4 a temperaturilor. Acest rezultat a fost pe deplin confirmat şi pentru cazul supraalimentării, cu observaţia că este totuşi necesar să se ţină seamă de greutatea suplimentară de aer primită, datorită faptului că presiunea în camera de ardere creşte la aceea de la admisiunea motorului. Autorul propune introducerea unui factor adecvat, care să ţină seamă de acest efect. Metoda elaborată permite şi determinarea cantităţii de aer care baleiază cilindrul şi ca atare nu este reţinută în cilindru.

Încercările experimentale au confirmat rezultatele metodei autorului.

Estimarea efectelor altitudinii, temperaturii ambiante şi ale reglării turbosuflantei asupra performanţei motorului. N. D. Whitehouse, A. Slotter şi M. S. Janota. In : The Institution of Mechanical Engineers-Proceedings, vol. **178**, part. I, nr. 19, 1963—64.

Multor motoare cu aprindere prin comprimare, supraalimentate, funcţionînd la altitudini mari, li s-au schimbat reglajele turbosuflantei faţă de nivelul mării, în scopul de a compensa densitatea scăzută a aerului. Această metodă a fost utilizată curent la motoarele supraalimentate, cu răcire intermediară, pentru a nu se ajunge la o creştere prea mare a temperaturii aerului o dată cu mărirea raportului de comprimare. Nu există o formulă generală de corectare pentru toate motoarele, ci trebuie să se ţină seamă de tipul acestora, de limitarea presiunii maxime, a încărcării termice, de turaţia suflantei, care este o funcţie de raportul de comprimare, de temperatura maximă la intrarea în turbină, de randamentele suflantei şi turbinei etc. Bazîndu-se pe date experimentale, cum şi pe rezultatele calculelor efectuate cu ajutorul calculatorului electronic, autorii au întocmit un grafic care permite stabilirea performanţelor motorului supraalimentat în funcţie de altitudine, de temperatura ambiantă şi de reglajul suflantei. Graficul se poate folosi şi pentru determinarea reglajelor optime ale suflantei la o altitudine şi la o temperatură ambiantă date.

Aparatele de control şi măsură ale tabloului de bord. P. Kieffert. In: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S.I.A. nr. 4, 1964.

Tabloul de bord al unui automobil cuprinde: indicatorul de viteză, de nivel al combustibilului, de încărcare a bateriei de acumulatoare, de temperatură a apei de răcire şi de presiune a uleiului (frecvent, termometrul şi manometrul sînt înlocuite prin semnalizatoare de alarmă). Uneori se prevăd în plus tahometre şi indicatoare al temperaturii uleiului.

Condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească aparatele de măsură sînt diverse (aspect plăcut, vizibilitate perfectă, interschimbabilitate, accesibilitate şi demontare uşoară, standardizare, preţ redus, ancombrament redus, trăsături constructive care să se preteze la fabricaţia în serii foarte mari, ca de exemplu principii aplicabile simultan mai multor probleme şi conceperea de subansambluri standard) şi pornesc de la utilizator, beneficiar, reparator, fabricant etc.

Aparatele alimentate electric trebuie să funcţioneze corect la variaţiile mari de tensiune încercate în timpul exploatării, cum şi la variaţii deosebite ale temperaturii ambiante. De asemenea, trebuie să se ţină seamă de o serie de surse perturbatoare, ca de exemplu cîmpurile magnetice parazite, produse fie de o magnetizare permanentă a tolelor caroseriei asamblate prin sudare electrică, fie de organele electromagnetice, montate în vecinătate (electromotorul ştergătorului de parbriz), fie de cabluri parcurse de curenţi de mare intensitate, fie, în fine, de interferenţa celorlalte aparate. Alţi factori care afectează durata de serviciu a aparatelor sînt vibraţiile şi poluţiile.

Vitezometrul este în fond un tahometru care măsoară viteza de rotaţie a unui ax care se roteşte într-un raport constant faţă de roţi. El este asociat unui totalizator care indică distanţa parcursă. La tractoarele agricole şi autoutilitare este util şi totalizatorul de ture, în lipsa unuia de ore de mers. Cele mai răspîndite vitezometre sînt cele de tip antrenat prin cablu flexibil. Pentru a evita dezavantajele acestuia din urmă s-au introdus transmisiile electrice sincrone, compuse dintr-un transmiţător care furnizează un curent electric periodic de frecvenţă proporţională cu turaţia prizei de mişcare, cum şi un motor a cărui turaţie medie este proporţională cu frecvenţa curentului care-l alimentează. Abandonînd ideea transmiterii mişcării, se utilizează recent faptul că forţa electromotoare a unui generator este proporţională cu turaţia sa, fiind deci suficient să se măsoare cu un voltmetru tensiunea furnizată de un electrogenerator. Aceste aparate se numesc voltmetrice. Un alt tip de aparat este acela de frecvenţă, care măsoară, printr-un mijloc electric sau electronic, frecvenţa unui semnal emis de transmiţător (de exemplu, dispozitivul de aprindere).

Aparatele pentru indicarea nivelului de combustibil se construiesc, în prezent, fie pe bază de transmiţător cu rezistenţă variabilă şi indicator logometric, fie pe bază de bilame.

Aparat pentru înregistrarea variaţiilor de cuplu. In: La technique moderne, nr. 11, 1964.

Pentru înregistrarea variaţiilor de cuplu la arborele motor al unei nave s-a pus la punct instalaţia din figura 1, formată din: puntea de măsură *1* prevăzută cu captatoare formate din două circuite magnetice din tole cu siliciu şi montate astfel încît întrefierul respectiv să difere în funcţie de sensul cuplului aplicat, indicaţiile punţii variind liniar cu cuplul; filtrul *2* care permite trecerea numai a frecvenţelor ce corespund variaţiilor de cuplu de 100 Hz; atenuatorul *3* de 48 dB avînd o precizie de 0,1%; amplificatorul demodulator *4*; oscilatorul *5* furnizînd o frecvenţă stabilă; o alimentare stabilizată *6* pentru 250 V curent continuu, aproape independent de variaţiile din reţea şi dispozitivul de înregistrare *7*.

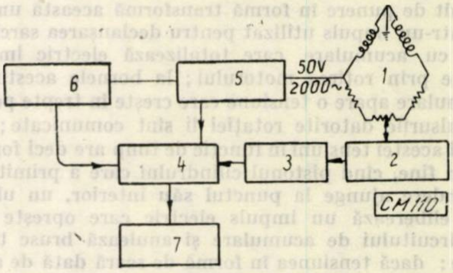


Fig. 1

Instalaţia are două aparate pentru supravegherea tensiunii, unul conectat permanent cu alimentarea stabilizată, celălalt facultativ, în cazul alimentării de la reţea.

Înainte de a se proceda la determinări, se echilibrează puntea şi se procedează la o înregistrare de etalonare şi de zero, apoi se modifică întrefierul captatoarelor şi se refac înregistrările. Operaţiile sînt repetate cu diverse reglaje ale atenuatorului.

După reglarea convenabilă a sensibilităţii se înregistrează un cuplu nul, făcînd arborele să se rotească în fiecare sens; se fixează astfel poziţia de zero a înregistrării.

Valorile înregistrate pot fi verificate cu un torsiometru obişnuit, ceea ce permite o etalonare suplimentară.

În cadrul probelor realizate s-au înregistrat variaţia cuplului la pornirea arborului motor şi variaţia cuplului pentru turaţia critică a arborelui.

Instalaţia a funcţionat corespunzător, obţinîndu-se indicaţii cu circa ± 2% liniaritate.

Tahimetru pentru motoare Diesel. In: La technique moderne, nr. 11, 1964.

A fost brevetat de curînd în Anglia un contor de ture electronic pentru motoare cu aprindere prin compresiune. Noua metodă poate fi aplicată în mod util mai ales în cazul motoarelor care nu prezintă priză de turaţie.

Principial, instalaţia se compune dintr-un generator de ultrasunete montat pe conducta de alimentare a unuia din injectoare; impulsurile electrice determinate de generatorul ultrasonic la şocurile pompei de injecţie sînt înregistrate cu ajutorul unui circuit electronic, valorile respective putînd fi citite direct pe un tablou. Dispozitivul este alimentat cu o baterie electrică cu durată de funcţionare mare, manipularea rezumîndu-se la acţionarea unui simplu întreruptor.

Pe acelaşi principiu au fost realizate şi instrumente care permit verificarea funcţionării corecte a pompei de injecţie sau a supapelor.

În cazul verificării funcţionării pompei, generatorul ultrasonic este fixat pe conducta de alimentare a pompei; impulsarile electrice determinate de pompă sînt introduse într-un circuit electronic, în care se înregistrează şi semnalul trimis de un stroboscop care urmăreşte marcajul de pe volant. Variaţia avansului la injecţie poate fi urmărită direct pe un cadran divizat în grade.

Modul de funcţionare a supapelor, atît pentru motorul cu aprindere prin compresiune, cît şi pentru cel cu aprindere prin scînteie, poate fi precizat, montîndu-se un pick-up pe culbutorul respectiv; analiza semnalelor se realizează ca şi în cazurile menţionate.

Variaţia fazelor distribuţiei (Patent : Thompson Ramo Wooldridge Inc.) In : Automobile Engineer, nr. 11, 1964.

Posibilitatea variaţiei fazelor distribuţiei în funcţie de turaţie reprezintă un aspect interesant în cadrul construcţiei motoarelor de tracţiune.

În cazul construcţiei considerate (fig. 1), arborele cu came este compus din două părţi distincte : arborele propriu-zis avînd o porţiune canelată în exterior şi un manşon cu caneluri interioare, axul putîndu-se deplasa axial în manşon. Pe porţiunea fără caneluri se găsesc camele de construcţie tridimensională, astfel încît o deplasare axială a axului antrenează variaţia fazelor distribuţiei.

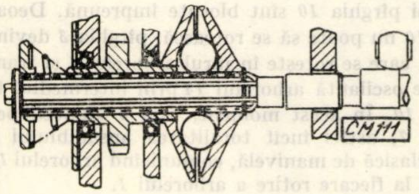


Fig. 1

Variaţia de turaţie este transformată în mişcare axială a axului cu came prin intermediul unui dispozitiv format din două flanşe conice, între care se găseşte un număr de bile din oţel ; una din flanşe este fixată pe manşon, iar cealaltă, pe axul portcame. Poziţia de echilibru este menţinută cu ajutorul unui resort spiral.

La variaţia turaţiei, forţele centrifuge ce acţionează asupra bilelor determină un anumit interstiţiu între cele două flanşe, deci o anumită poziţie relativă a camei în raport cu tachetul, poziţie care corespunde unor faze ale distribuţiei optime pentru turaţia respectivă.

Vană pentru conducte de gaze arse (Patent : Ford Motor Co. Ltd.). In : Automobile Engineer, nr. 11, 1964.

Vana de tip fluture din figura 1 este proiectată pentru a fi utilizată în conductele cu gaze arse, fiind acţionată cu ajutorul unor resorturi sensibile din punct de vedere tehnic. În general, utilizarea unei vane simple în acest scop este nerecomandabilă, lagărele respective fiind expuse acţiunii gazelor arse.

La proiectarea vanei considerate s-a avut în vedere acţiunea termică şi corosivă a gazelor arse, dîndu-i-se profilului circular forma din figură. Vana propriu-zisă este sudată prin puncte pe porţiunea plană a axului ; poziţia faţă de ax permite ca în timpul cît vana este închisă, lagărele axului să rămînă la o oarecare depărtare de suprafaţa în contact cu gazele. În mod obişnuit, axul este fixat excentric.

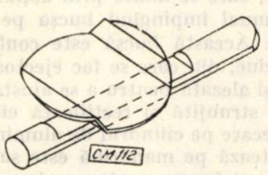


Fig. 1

Turbină cu gaze pentru temperaturi mai mari de 1 000 °C. In : Rivista di Ingegneria, martie 1964.

Teoria termodinamicii demonstrează că randamentul turbinelor cu gaze creşte cu mărirea temperaturii de admisiune a gazelor ; practic însă această creştere este limitată de rezistenţa materialului folosit în construcţia turbinei. Astfel, temperatura limită de folosire a aliajelor refractare, ca de exemplu nimonic 90, este de 730 – 750°C (la motoarele de avion se admite o temperatură pînă la 850°C pentru o durată de exploatare de 1 000 h).

Singurul mijloc de a mări temperatura gazelor peste 750°C este să se răcească piesele cele mai expuse la căldură ale turbinei, adică paletele rotorului. Firma Siemens-Schuckert a realizat răcirea unei turbine cu 7 trepte care funcţionează la o temperatură de admisiune a gazelor de 1 100°C. Apa de răcire intră printr-un capăt al arborelui cu o presiune de 1,5 kgf/cm^2, în jurul rotorului şi este refulată datorită forţei centrifuge în interiorul paletelor, de unde se întoarce — sub formă de vapori — prin celălalt capăt al arborelui. Temperatura de admisiune a gazelor fiind de 1 100°C, temperatura celei mai expuse palete a turbinei nu depăşeşte 600°C. Paletele imobile ale turbinei nu pot fi răcite cu apă datorită lipsei forţei centrifuge, dar sînt răcite cu aer comprimat.

În timpul încercărilor s-au constatat diferite inconveniente ale acestui procedeu ca vibraţii datorită oscilaţiilor inelului lichid în rotor, care provoacă fenomene de rezonanţă cum şi oxidarea interiorului paletelor care reduce conductibilitatea termică ; aceste inconveniente sînt pe cale de a fi eliminate.

Regulator de cursă nulă (Patent : Kämper — Motoren Gmb H.). In : Oelhydraulik und pneumatik, iulie 1964.

La pompele de înaltă presiune, presiunile şi deci forţele de reglaj sînt mari, cauză pentru care resorturile pistoanelor de comandă trebuie să fie puternice şi montate cu pretensionare mare. În domeniul de basculare resortul trebuie să permită menţinerea unei diferenţe de presiune cît mai mică. Rezultă necesitatea unei lungimi mari a resortului, fapt ce determină construcţia unor carcase de regulator de dimensiuni mari.

Scopul invenţiei este eliminarea deficienţelor menţionate, printr-un reglaj rapid la diferenţe cît mai mici de presiune, utilizîndu-se elemente elastice speciale. Elementele elastice de forma unor discuri sînt montate în pachet. Se recomandă ca suprafaţa unui disc elastic să fie de şapte ori mai mare decît suprafaţa pistonului de comandă. Pistonul de comandă are două trepte, cea de-a doua treaptă intrînd în funcţiune pentru o anumită poziţie a pistonului în cursa respectivă.

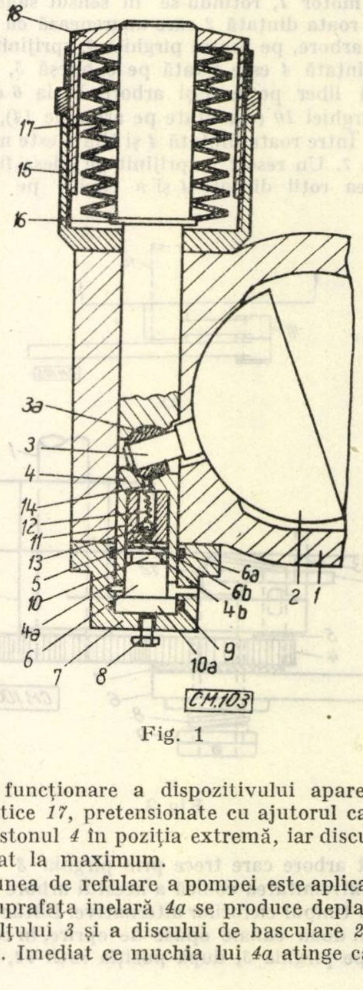


Fig. 1

Modul de funcţionare a dispozitivului apare în figură. Discurile elastice *17*, pretensionate cu ajutorul capacului *18*, deplasează pistonul *4* în poziţia extremă, iar discul basculant *2* este înclinat la maximum.

Cînd presiunea de refulare a pompei este aplicată prin orificiul *9*, pe suprafaţa inelară *4a* se produce deplasarea pistonului *4*, a bolţului *3* şi a discului de basculare *2* în direcţia poziţiei medii. Imediat ce muchia lui *4a* atinge canalul *10* al pistonului *6*, se aplică presiunea prin *10 a* şi asupra suprafeţei inferioare *4b* a corpului *11*, ceea ce face să crească forţa asupra pistonului *4* de cel puţin două ori, pistonul deplasîndu-se spre poziţia zero ; debitul pompei scade la necesarul acoperirii pierderilor de ulei în organele de comandă.

La scăderea presiunii de refulare, discurile *17* deplasează pistonul de comandă *4* în sensul măririi unghiului de basculare, pompa debitînd atîta timp pînă se atinge din nou presiunea de refulare stabilită. Cînd suprafaţa *4a* acoperă canalul *10*, ştiftul *6b* dispus pe pistonul *6* ridică supapa de reţinere *11* şi spaţiul de deasupra pistonului *6* rămîne fără presiune. Prin şurubul *8* se poate regla poziţia lui *4* şi prin aceasta se stabileşte punctul de comutare.

Obţinerea unei schimbări de viteză intermitentă prin pinion şi satelit. Ph. Onley. In: La machine moderne, dec 1964.

În figura 1 este reprezentat schematic un mecanism care comunică unui arbore o mişcare unghiulară oscilantă, cu raporturi de viteză diferite ale ciclurilor alternante faţă de rotaţia arborelui motor. Acest mecanism a fost aplicat unei maşini care confecţionează ecrane din sîrmă, pentru ca să se obţină două distanţe diferite între sîrme.

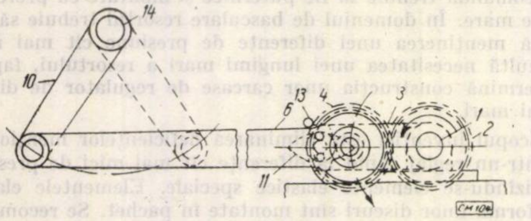
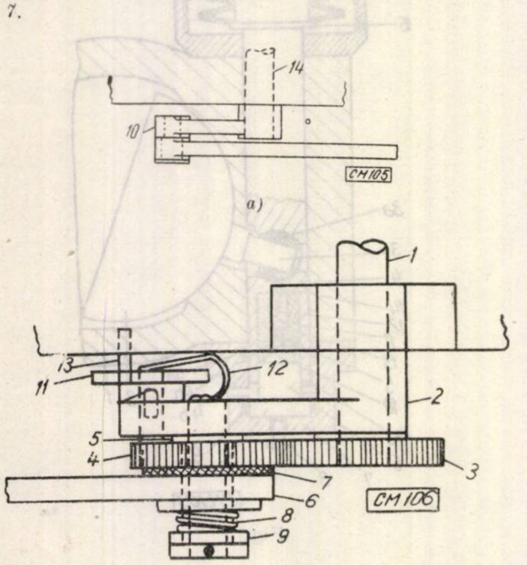


Fig. 1

Arborele motor *1*, rotindu-se în sensul săgeţii, este fixat cu pană pe roata dinţată *2* care angrenează cu roata *4* montată pe un arbore, pe braţul pîrghiei *3*, sprijinită pe arborele *1*. Roata dinţată *4* este fixată pe o bucşă *5*, care poate să se rotească liber pe acelaşi arbore. Biela *6* care transmite mişcarea pîrghiei *10* (clavetate pe arborele *14*), se mişcă liber pe bucşa *5*. Între roata dinţată *4* şi tija *6* este montat un disc de fricţiune *7*. Un resort *8* sprijinit pe piesa filetată *9* menţine apăsarea roţii dinţate *4* şi a tijei *6* pe discul de fricţiune *7*.



a)

b)

Fig 2.

Pe un alt arbore care trece prin pîrghia *3* este montată roata *11*. Extremitatea conică a acestui arbore intră în roata dinţată *4* în timpul ciclurilor alternative. Butucul roţii *11* este prevăzut cu două canale opuse de oprire, în care intră două ştifturi de pe pîrghia *3*, după poziţia roţii *11*, datorită unui resort plat *12*. Un alt ştift *13* este aşezat pe un element fix al maşinii şi comunică o mişcare rotativă roţii *11*, la fiecare rotaţie a pîrghiei *3*.

În fig. 2 (a şi b) este reprezentat mecanismul la începutul ciclului său de lucru, pîrghia *10* aflîndu-se în poziţia sa în extrema stîngă. În acest moment porţiunea conică pe care este montată roata *11* a intrat în gaura roţii dinţate *4*, astfel încît aceasta şi pîrghia *10* sînt blocate împreună. Deoarece roata dinţată *10* nu poate să se rotească, pîrghia *3* devine o simplă manivelă care se roteşte în jurul arborelui *1* şi transmite deci o mişcare oscilantă arborelui *14* prin intermediul tijei *6* şi al pîrghiei *10*. În acest moment, tija *6* alunecă pe discul de fricţiune *7*, astfel încît totalitatea ansamblului produce o mişcare clasică de manivelă, comunicînd arborelui *14* o mişcare oscilantă la fiecare rotire a arborelui *1*.

Această fază de lucru ia sfîrşit atunci cînd mişcarea pîrghiei *3*, în faţa arborelui *13*, face ca roata *11* să efectueze un sfert de rotaţie. Datorită acestui fapt extremitatea conică a arborelui *13* iese din roata dinţată *4* datorită efectului canalului de oprire. Axul *13* este aşezat astfel încît extremitatea lui conică este angajată şi se degajează complet din roata dinţată *4* atunci cînd axele pîrghiei *3* şi ale tijei *6* coincid (fig. 1) şi deci la sfîrşitul ciclului se produce o schimbare de viteză. Cu toate că în acest moment extremitatea conică este degajată de roata dinţată *4*, aceasta nu poate să se rotească liber deoarece este imobilizată de către fricţiunea cu tija *6*. În timpul acestei faze, roata dinţată *4* joacă rolul unei roţi satelit care se roteşte în jurul roţii dinţate *2* care joacă rolul unui pinion. Rotaţia roţii satelit faţă de aceea a pinionului va fi egală cu raportul numărului de dinţi ai angrenajului plus 1. Deoarece roţile dinţate *2* şi *4* au acelaşi număr de dinţi, roata dinţată *2* va efectua 1/1 + 1 rotaţii, deci 2 rotaţii pentru a produce o rotaţie a manivelei de fiecare dată cînd extremitatea conică iese din roata dinţată *4*.

Manşoane de aluminiu cu pereţi subţiri, rectificate fără deformare. H. J. Cerber. In: La machine moderne, dec 1964.

Pentru a se evita deformarea ţevilor de aluminiu în timpul rectificării s-a construit un dispozitiv special care permite să se obţină o toleranţă a centrării de 0,02 mm.

Piesa trebuie să fie solid fixată în mandrină şi să poată fi uşor montată şi demontată între vîrfuri. Cea mai potrivită mandrină este formată dintr-un corp de oţel şi o bucşă de cauciuc semidur, care se dilată prin acţiunea piuliţei care se înşurubează manual împingînd bucşa pe o proeminenţă a capului de oţel. Această bucşă este confecţionată dintr-un cilindru de cauciuc, din care se fac ejectoarele pentru prese ; ea este găurită şi alezată pentru a se ajusta pe mandrina specială, apoi este strunjită şi rectificată cilindric pentru a fi ajustată prin frecare pe cilindrul de aluminiu. Atunci cînd un manşon se montează pe mandrină este suficientă o mică rotire a piuliţei de strîngere pentru ca bucşa de cauciuc să se dilate suficient pentru a bloca manşonul montat pentru rectificare. Cînd piuliţa se deşurubează, piesa poate fi scoasă uşor de pe bucşă. Toleranţa de centrare de 0,02 mm şi grosimea peretelui pe toată lungimea circumferinţei piesei sînt precis respectate.

O nouă matriţă de tip pană. C. Bossmann. In: La machine moderne, nr. 8, 1964.

Uneori apare necesitatea de a determina o proeminenţă pe un contur circular gata ambutisat (fig. 1).

În secţiunea X—X din figura 2 apare forma proeminenţei adăugată presei ambutisate.

Principala dificultate ce apare la folosirea matriţelor de tip pană o constituie interstiţiile dintre blocurile interioare cînd acestea se deplasează pe diametrul maxim.

În figura 2 apare o construcţie specială care înlătură inconvenientul menţionat.

Cînd blocurile de ambutisare *1* şi *2* sînt introduse în piesă, ele au poziţia care apare în figura 2 b. Blocul pană *3* este apăsat între blocurile *1*, fapt care determină o deplasare laterală a blocului *1* şi deci şi a celor notate cu *2*. Cînd cele patru blocuri au atins cursa maximă respectivă, marginile exterioare respective se găsesc pe diametrul *D* al presei.

În figura 2 a apar poziţia finală a blocurilor şi a penei, ca şi proeminenţa realizată.

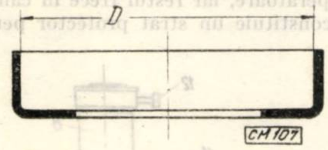


Fig. 1'

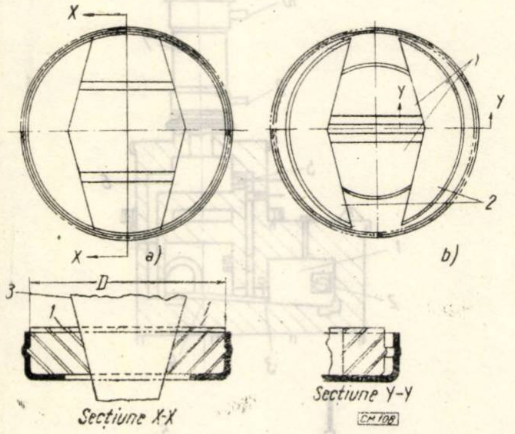


Fig. 2

După terminarea operaţiei, pana *3* este retrasă, blocurile *1* şi *2* revenind la poziţia iniţială (fig. 2 b).

Construcţia permite deci realizarea unui profil de contur neîntrerupt.

Dispozitiv pentru realizarea bordurii într-o singură presare. I. Waller. In: Sheet metal industries vol. 41, nr. 444.

În unele cazuri, utilizarea bordurii care apare la prima presare în cadrul ştanţării tablelor prezintă avantaje, mai ales în cadrul producţiei de serie.

Printre dispozitivele folosite pentru realizarea bordurii necesare la prima presare este şi cel arătat în figura 1.

Tabla *1* este aşezată pe matriţa formată din două părţi distincte: matriţa propriu-zisă de formare *2* şi cea de tăiere *3*, care îndepărtează materialul excedentar. În mod normal, placa de presiune *4* permite realizarea unor suprafeţe netede fără cute. Forţa necesară de apăsare este realizată cu ajutorul resortului *5* montat pe tija *6* ghidată în blocul portpoanson *7*.

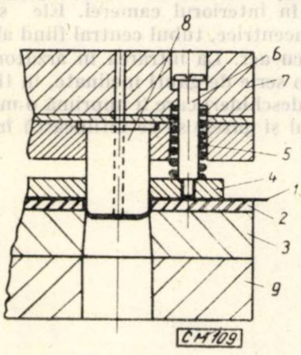


Fig. 1

Poansonul *8* are muchia rotunjită, raza de racordare fiind aproximativ egală cu grosimea materialului. Poansonul este bine ajustat în orificiul matriţei *2*, astfel încît nu poate rămîne material între poanson şi perete. Piesa formată şi decupată cade în continuare prin portmatriţa *9*.

Bordura nu trebuie să fie prea înaltă, putînd apărea ruperi ale materialului, înainte ca operaţia să fie terminată. În general, înălţimea bordurii nu depăşeşte cu mult grosimea materialului, raza de racordare a muchiei avînd dimeniunea precizată.

Rezultatele obţinute sînt corespunzătoare, putîndu-se chiar fileta bordura realizată în acest mod.

Un nou procedeu de acoperire utilizînd cauciuc izolat cu sticlă oferind o mare rezistenţă la temperatură. In: La technique moderne, nr. 10, 1964.

În cadrul unui nou procedeu de izolare termică pus la punct în S.U.A. se foloseşte cauciucul izolat şi armat cu sticlă.

Stratul de acoperire astfel format poate fi folosit ca izolant în diverse procese termice în care temperatura depăşeşte temperatura de topire a staniului, plumbului şi a unora din aliajele aluminiului.

Iniţial, procedeul a fost aplicat adăugîndu-se un sistem de răcire cu apă la capacele cuptoarelor de încălzire pentru lingouri de aluminiu. La aceste cuptoare temperatura interioară trebuie menţinută în limite foarte strînse, astfel încît marginea capacului trebuie corect ajustată pe aceea a cuptorului. Garniturile din amiantă cu ţesătură din fibre de sticlă utilizate de obicei prezentau o durată de funcţionare cuprinsă între două săptămîni şi două luni, datorită greutăţii capacului care le deplasa şi le deforma.

Noua garnitură comportă un strat gros din vată de sticlă şi un strat de acoperire armat cu o ţesătură din acelaşi material, prezentînd avantajul unei montări şi întreţineri uşoare şi al unei durate de funcţionare duble.

Un procedeu electric pentru vopsirea caroseriilor auto. In: La technique moderne, nr. 10, 1964.

Pentru vopsirea caroseriilor auto s-au folosit şi se folosesc în prezent diferite procedee. În ultimul timp a început să se aplice un nou procedeu studiat în S.U.A. (Ford) şi care pare că va determina o transformare în domeniul respectiv.

Procedeul constă în folosirea unei suspensii de particule foarte fine în apă; particulele respective au o sarcină electrică fiind atrase de o placă metalică cufundată în baia respectivă, dacă placa este încărcată cu electricitate de semn diferit. Reiese că noul procedeu reprezintă în fond o depunere electrică, cu observaţia că particulele ce se depun sînt aglomerări de molecule şi nu ioni individuali.

Mecanismul fenomenului este funcţie de mai mulţi factori: mişcarea particulelor coloidale sub influenţa unei sarcini electrice, deplasarea ionilor datorită sarcinii electrice şi electroosmoza, adică mişcarea fluidului din suspensie în raport cu particulele coloidale sub influenţa cîmpului electric.

Fenomenul de electroosmoză se produce pe toată suprafaţa particulelor depuse, eliberîndu-le de fluidul de suspensie şi permiţînd astfel să se evite reţinerea fluidului în stratul de acoperire.

Caroseria decapată şi tratată chimic pentru asigurarea unei aderenţe corespunzătoare este transportată într-o cameră specială şi supusă mai întîi la o tensiune joasă şi apoi la o tensiune înaltă pentru a evita scurtcircuitele.

Baia de vopsire conţine circa 6,5 m^3 dintr-o emulsie formată din particule de răşină combinată cu formaldehidă de fenol şi pigment; baia este menţinută la 22°C şi în mod continuu filtrată, regenerată şi agitată.

După scufundarea completă a caroseriei se stabileşte contactul electric pozitiv, baia constituind electrodul negativ.

Particulele suspensiei avînd sarcină negativă încep să se depună, izolînd suprafaţa metalică a caroseriei şi determinînd astfel o creştere a densităţii de curent în regiunile mai puţin acoperite (colţuri, margini, găuri); rezultă necesitatea unui dispozitiv care să asigure în mod automat uniformitatea stratului de acoperire.

Durata de menţinere este de două minute, după care caroseria este scoasă din baie şi spălată cu jeturi de apă pentru a se îndepărta stratul de vopsea care nu a fost depus electric; urmează coacerea într-un cuptor la 180°C.

Metoda este complicată și costisitoare în raport cu procedeele clasice, dar determină rezultate mai uniforme evitînd în același timp posibilitatea incendierii băii.

Oțelurile cu telur. In : Metalworking Production, vol. **108**, nr. 6.

În ultima vreme, o întreagă serie de încercări în legătură cu utilizarea telurului ca aditiv în oțeluri permite să se întrevadă o nouă posibilitate de mărire a vitezei de așchiere.

Dacă se ia în considerare costul ridicat al telurului reiese imediat în evidență importanța factorului economic în cadrul problemei considerate. De exemplu, s-a demonstrat, practic, că oțelurile cu telur devin avantajoase numai în cazul prelucrării pe mașini automate, permițînd atingerea vitezei economice; prelucrate pe mașini-unelte obișnuite, oțelurile cu telur devin neeconomice.

Pentru alegerea vitezei de tăiere se procedează astfel: se alege avansul maxim posibil și apoi se mărește viteza de tăiere pînă la durata de funcționare minim acceptabilă a sculei. Viteza de tăiere în cazul oțelurilor cu telur este mult mai mare decît în cazul altor aditivi, ajungînd pînă la 120—140 m/min. Trebuie observat că se poate obține un spor de viteză numai în cazul prelucrării prin așchiere, pentru restul procedeelor de prelucrare oțelul cu telur neoferind nici un avantaj. La prelucrarea prin așchiere se obține, cu toată viteza sporită, o suprafață netedă a piesei, unghiul de tăiere și lichidul de răcire rămînînd cele normale.

Un tip de oțel cu telur (Telstar) a fost realizat în Anglia și conține 0,03% telur. Încercările efectuate au demonstrat că, spre deosebire de alte oțeluri pentru prelucrare la viteze mari, acest oțel este apt pentru cementare.

În general, s-a constatat că adaosul de telur nu influențează proprietățile mecanice, magnetice, electrice și de sudabilitate ale oțelului; s-a mai constatat că oțelul cu telur poate fi galvanizat utilizîndu-se procedeele obișnuite.

Încălzirea oțelului la temperaturi înalte, cu flacără directă, fără oxidare. In : La technique moderne, oct 1964.

Pentru deformarea la cald a oțelului, acesta se încălzește pînă la temperatura de 1 100—1 300°C, de obicei în cuptor la flacără oxidantă, ceea ce provoacă o pierdere de 2% la fiecare încălzire; în afară de aceasta, stratul dur de oxizi provoacă o uzură prematură a utilajului sau se imprimă în oțelul cald, provocînd defecte în piesele finite.

Pentru a remedia aceste inconveniente s-a elaborat un nou procedeu care constă în obținerea unei atmosfere în care rapoarturile CO_2/CO și H_2O/H_2 să fie mai mici, pentru orice temperaturi din cuptor, decît limitele oxidante la aceste temperaturi.

Pentru a obține într-un cuptor o temperatură de regim în jurul a 1 300°C este necesar să se preîncălzească aerul la 900°C sau simultan și aerul și gazele la temperaturi mai scăzute (de exemplu, aerul la 700°C și gazele la 600°C).

Acest procedeu a fost experimentat într-un cuptor industrial cu o capacitate de încălzire de 1 t/h, care este format (fig. 1) dintr-o cameră de încălzire la temperaturi înalte *1* cu patru arzătoare *2* alimentate cu gaz și aer cald, un baraj *3* și o cameră de preîncălzire *4* cu arzătoare de ardere secundară *5*; barajul și camera de preîncălzire comunică cu o cameră superioară *6*, deasupra căreia se află două recuperatoare suprapuse, primul *7* pentru aer și al doilea *8* pentru gaze. Aerul rece intră prin orificiul *9* și iese prin orificiul *10*, iar gazele reci intră prin *11* și ies prin *12*. Cele patru arzătoare din camera de temperaturi înalte primesc gaze calde și aer cald; gazele provenite din arderea reducătoare trec pe sub baraj și o parte din ele se urcă spre recuperatoare, iar restul trece în camera de preîncălzire unde constituie un strat protector pentru țagle. În această cameră, cele două arzătoare secundare, alimentate numai cu aer, aspiră gazele reducătoare și le ard mai mult sau mai puțin complet.

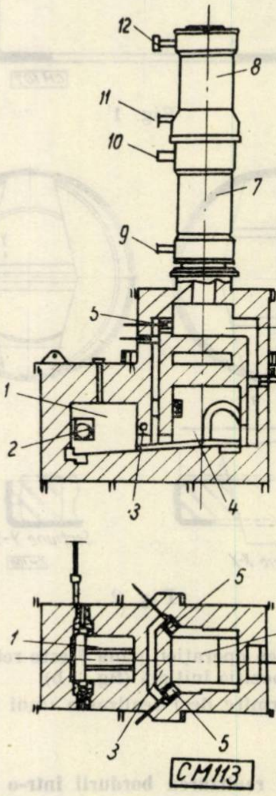


Fig. 1

Arzătoarele folosite în acest cuptor sînt astfel construite încît să se obțină—folosind aer cald și gaze încălzite la limita de cracare a metanului — un amestec foarte rapid între gaze și aer în imediata apropiere a suprafeței zidăriei, flacăra dezvoltîndu-se în interiorul camerei. Ele sînt formate din două tuburi concentrice, tubul central fiind alimentat cu gaze și cel exterior cu aer. La intrarea în arzător, gazele sînt distribuite printr-o serie de găuri înclinate, în timp ce aerul circulă prin niște deschideri care îi imprimă o mișcare elicoidală, astfel încît aerul și gazele să se întîlnească în blocul arzător.

Recenzii

St. Popa şi C. Hilohi. **Încercarea automobilelor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 292 pag., 106 fig.

În cadrul celor 14 capitole, din care este formată, lucrarea prezintă criteriile şi metodele de încercare şi recepţie a automobilelor prototip, de serie şi reparate. După ce în capitolul 1 se dau indicaţii generale asupra clasificării şi încercării automobilelor, în capitolul 2 se examinează verificările iniţiale şi încercările de banc ale ansamblurilor principale (motor şi transmisie). În legătură cu aceste încercări sînt descrise bancurile de probă utilizate.

Capitolul 3 se ocupă de pregătirea automobilelor pentru încercare. În acest sens se menţionează criteriile de alegere a automobilelor care sînt supuse probelor în funcţie de scopul acestora, se subliniază necesitatea efectuării corecte a operaţiilor de rodaj care preced încercarea şi se precizează condiţiile de încercare, referitoare la aparatura de lucru, combustibili şi lubrifianţi, condiţii de drum şi meteorologice etc.

Verificarea dimensiunilor principale şi a caracteristicilor de greutate ale automobilelor constituie obiectul capitolului 4, după care se trece la determinarea calităţilor dinamice (capitolul 5). În primul rînd se analizează încercarea la rulare liberă, cu indicarea modului de stabilire a coeficienţilor de rezistenţă la rulare şi de rezistenţă a aerului. Paragrafele următoare prezintă încercările la viteză minimă şi maximă, studiul calităţilor de accelerare, încercarea la frînare, determinarea forţei de tracţiune la cîrlig şi a vitezei medii de rulare. Un loc special este rezervat aparaturii folosite.

În capitolul 6 se abordează problema caracteristicilor de consum ale automobilului. Se insistă asupra importanţei experimentării unor automobile în perfectă stare tehnică şi apoi se arată modul de obţinere a diferitelor caracteristici: de control, de parcurs, de reglaj, în regim mixt de mişcare etc.

Încercările menite să aprecieze confortabilitatea automobilelor (capitolul 7) se referă, întîi, la parametrii care asigură mersul lin, cum sînt rigiditatea elementelor elastice ale suspensiei şi a anvelopelor. În continuare se examinează încercările care au ca obiective suspensia scaunului şoferului, vizibilitatea drumului, funcţionarea instalaţiilor de răcire şi ventilaţie, a caroseriei şi a parbrizului şi de condiţionare a aerului. Un paragraf special este destinat utilajului pentru determinarea zgomotelor în caroserie.

Capitolul 8 este consacrat verificării maniabilităţii şi manevrabilităţii, iar capitolul 9 — stabilităţii automobilelor. Maniabilitatea este studiată cu ajutorul oscilaţiilor roţilor directoare, al stabilizării acestora şi al devierii automobilului; în legătură cu stabilitatea automobilului reţin atenţia determinarea înclinării laterale şi a axei de ruliu a caroseriei.

O dezvoltare mai amplă este dată capitolului 10, în care se tratează verificarea capacităţii de trecere. După precizarea scopului şi a modului de execuţie sînt definiţi parametrii geometrici constructivi ai capacităţii de trecere şi apoi sînt evidenţiate particularităţile cinematice ale grupului punţilor din spate. Alte paragrafe se ocupă de încercarea sistemului de propulsie pe drumuri greu accesibile, cu includerea valorilor experimentale ale unor coeficienţi specifici, şi de verificarea capacităţii de trecere peste obstacole: în păduri cu lăstăriş, în terenuri mlăştinoase şi nisipoase etc.

Condiţiile grele de rulaj impun probe speciale examinate în capitolul 11; încercări diverse, cum sînt cele care vizează etanşeitatea caroseriei, unghiurile de montaj ale roţilor directoare, comportarea echipamentului electric, de alimentare şi de pornire sînt analizate în capitolul 12.

Capitolul 13 ia în considerare verificarea durabilităţii automobilelor. Enumerarea metodelor de verificare este urmată de descrierea rulajului de rezistenţă, corelat cu controlul comportării. În capitol se indică, de asemenea, ciclurile de aplicare a încercărilor de durabilitate, procedeele de identificare a defecţiunilor şi lucrările de măsurare a uzurii pieselor, la demontare.

Capitolul 14 prezintă documentaţia finală, încheiată la terminarea încercării.

Lucrarea este utilă inginerilor şi tehnicienilor din uzinele constructoare de automobile, din întreprinderile de reparaţii auto şi din sectoarele de exploatare. Pe lîngă informaţii din literatura tehnică modernă, la baza sa stă experienţa acumulată de autori şi de alţi specialişti în lucrările de încercări, omologări şi recepţii, concretizată îndeosebi în graficele şi tabelele conţinute.

John Bernal. **Ştiinţa în istoria societăţii.** Bucureşti, Editura politică, 1964, 940 pag.

Preocuparea Editurii politice de a pune la dispoziţia publicului romîn lucrarea eruditului savant englez J. D. Bernal nu poate fi apreciată decît ca meritorie. Este prezentată, în traducere, a doua ediţie a acestei lucrări publicată la Londra în anul 1957.

Lucrarea se bazează pe prelucrarea unui material vast cu privire la istoria societăţii omeneşti, avînd drept scop precizarea relaţiilor dintre ştiinţă şi societate şi, mai precis, interacţiunea complexă dintre tehnică, ştiinţă şi filozofie. Pornind de la faptul că evoluţia ştiinţei nu a fost uniformă în timp şi spaţiu autorul urmăreşte perioadele de progres rapid, care au alternat cu perioade lungi de stagnare şi chiar de regres. Focare ale ştiinţei, în antichitate, au fost Babilonul, Egiptul, India şi apoi Grecia, unde s-a elaborat, pentru prima oară, baza raţională a ştiinţei. Apare în continuare o perioadă îndelungată de stagnare a ştiinţei, în evul mediu, pentru ca să progreseze din nou o dată cu ascensiunea burgheziei, să se dezvolte contradictoriu şi să progreseze nelimitat în condiţiile create de socialism.

Problema pe care şi-o pune autorul şi pe care caută să o rezolve în cadrul lucrării este determinarea modului în care transformările sociale influenţează în mod concret ştiinţa.

Lucrarea este împărţită în şapte părţi cuprinzînd 14 capitole.

Partea I, „Apariţia şi caracterul ştiinţei", cuprinde un singur capitol, de introducere, în care se arată rolul ştiinţei în transformarea rapidă a civilizaţiei şi aspectele principale prin care se manifestă ştiinţa în lumea contemporană. În această direcţie autorul consideră că ştiinţa este, în primul rînd, o instituţie în care îşi găsesc ocupaţie sute de mii de oameni. În al doilea rînd, ştiinţa este o metodă ce se manifestă prin: observaţie şi experiment, clasificare şi măsurare, aparatură şi limbajul ştiinţei, strategia ei, legi-ipoteze şi teorii —, legătura dintre ştiinţă şi tehnică etc.

Ştiinţa reprezintă, în al treilea rînd o acumulare de cunoştinţe transmise prin tradiţie. Autorul arată că „Ştiinţa în orice moment dat este totalitatea a ceea ce a realizat ea pînă la acea dată. Dar această totalitate nu este statică; ...ea este o descoperire continuă de noi fapte, legi şi teorii, criticînd şi, deseori, distrugînd tot atît de mult pe cît clădeşte. Totuşi, întregul edificiu al ştiinţei nu încetează niciodată să crească" (p. 18).

În al patrulea rînd, ştiinţa este un factor important în menţinerea şi dezvoltarea producţiei. De altfel, apariţia diferitelor ştiinţe şi etapele dezvoltării lor sînt strîns legate de mecanismul producţiei. Legătura strînsă dintre ştiinţă şi transformările tehnice depinde şi de organizarea socială.

În al cincilea rînd, ştiinţa reprezintă un factor puternic în formarea convingerilor şi atitudinilor faţă de univers şi de om. Legile, ipotezele şi teoriile ştiinţei acceptate şi însuşite de oameni, devenind tradiţii, deseori pot deveni şi obstacole în calea descoperirilor ştiinţifice; tradiţiile trebuie revăzute în lumina noilor experienţe şi concluzii ştiinţifice. Prima parte se încheie cu un subcapitol consacrat interacţiunii dintre ştiinţă şi societate, idee dezvoltată în celelalte părţi ale lucrării.

Partea a II-a, „Ştiinţa în lumea antică", cuprinde trei capitole.

1. „Primele societăţi omeneşti. Epoca veche a pietrei". În acest capitol se tratează despre originea societăţii, baza materială şi socială a vieţii primitive, originea ştiinţei raţionale, transformarea mediului înconjurător, realizările omului primitiv.

2. „Agricultura şi civilizaţia", capitol în care se analizează trecerea la o economie productivă, apariţia civilizaţiei şi tehnica ei, originea ştiinţei cantitative şi caracterul de clasă la începuturile ei.

3. ,,Epoca fierului. Cultura clasică". Se consideră perioada deosebit de importantă din istoria omenirii şi în special din istoria ştiinţei, evidenţiindu-se în special dezvoltarea ştiinţei greceşti sub toate aspectele şi în toate domeniile. Un loc important îl ocupă tratarea celor patru etape ale dezvoltării ştiinţei greceşti: ioniană (filozofii antici Thales, Heraclit şi Empedocle; matematica lui Pitagora, teoria atomistă a lui Democrit, Hipocrat şi medicina greacă etc.); ateniană, socotită ca principala perioadă a dezvoltării gîndirii greceşti (cei trei mari filozofi: Socrate, Platon şi în special Aristotel, cu contribuţiile respective în logică, fizică, biologie şi în disciplinele umaniste); alexandrină (elinistă) şi influenţa ei asupra Occidentului, unde cultura indigenă era mai puţin dezvoltată (epoca de dezvoltare a matematicii, mecanicii şi astronomiei, Arhimede şi Euclit); de ultima etapă, cea romană, este legată şi decăderea ştiinţei clasice. Analiza făcută în felul acesta subliniază influenţa culturii antice asupra culturii moderne printr-o serie de tradiţii

Partea a III-a, ,,Ştiinţa în epoca religiilor organizate". Se analizează perioada cuprinsă între secolul al V-lea şi apariţia unei noi culturi în timpul Renaşterii (secolul XV), tratîndu-se problemele în cadrul a două capitole.

1. Ştiinţa în perioada de trecere la feudalism. În cadrul capitolului se analizează în special fenomenele ce apar după căderea imperiului roman şi progresele realizate în ţările din Asia, care au contribuit la dezvoltarea culturii mondiale din acele vremuri. Astfel, în timp ce în Europa erau salvate unele rămăşiţe ale tehnicii şi ştiinţei clasice, în Siria, Egipt, Persia şi China are loc o dezvoltare continuă a acestora sub influenţa culturii eliniste. Rezultatele obţinute s-au contopit mai tîrziu în cultura islamică, care cuprinde domeniile filozofiei, astronomiei, matematicii, geografiei, medicinei, opticii şi chimiei.

2. Ştiinţa şi tehnica medievală. Se prezintă un tablou succint al situaţiei economice şi politice la începutul evului mediu în Europa occidentală, şi trăsăturile sistemului feudal instaurat, influenţa bisericii în evul mediu, apariţia universităţilor începînd din secolul al XII-lea, ştiinţa medievală şi limitele ei. De asemenea, autorul prezintă transformările economiei feudale sub influenţa noilor mijloace tehnice, unele venite din Răsărit şi din China (pendula şi ceasornicul, busola marină, cîrma cu etambou, praful de puşcă şi tunul, hîrtia şi tiparul etc.).

Partea a IV-a, ,,Naşterea ştiinţei moderne", cuprinde un singur capitol intitulat ,,Revoluţia ştiinţifică". Perioada considerată în cadrul capitolului este împărţită în trei faze care constituie momentele unui proces unic de transformare a ştiinţei în condiţiile trecerii de la feudalism la capitalism. Se analizează astfel Epoca Renaşterii între anii 1440 şi 1540, cu marile ei călătorii pe oceane (descoperirile geografice) şi Reforma. Această perioadă se remarcă printr-o mişcare conştientă revoluţionară în ştiinţă, artă şi politică. Se analizează arta în care a triumfat mişcarea realistă, medicina, ingineria (mecanica şi hidraulica) şi contribuţia lui Leonardo da Vinci în aceste domenii (tehnica, metalurgia şi chimia, navigaţia şi astronomia), descoperirile lui Copernic, toate acestea dovedind că Renaşterea a constituit o perioadă de progrese hotărîtoare.

A doua perioadă este aceea a războaielor religioase (1540—1650), cu problemele mai importante privind fundamentarea sistemului heliocentric, contribuţia lui Kepler şi, în special, activitatea multilaterală a lui Galileo Galilei, studiul experimental al magnetismului de către Norman şi Gilbert, studiul circulaţiei sîngelui de către Harvey etc.

În ultima perioadă, aceea a Restauraţiei (1650—1690), are loc o maturizare a ştiinţei moderne. Ea s-a afirmat pe deplin atunci cînd s-au constituit societăţile ştiinţifice, ştiinţa cuprinzînd cît mai multe domenii ale activităţii sociale. O atenţie deosebită acordă autorul lui Isaac Newton ca matematician, astronom, optician şi mecanic. În secolul al XVII-lea ştiinţa s-a dovedit unitară, atît prin omul de ştiinţă care cuprindea un întreg domeniu al cunoaşterii ştiinţifice, prin ideea călăuzitoare şi metoda de muncă, cît şi prin aplicaţiile ei legate de marile probleme tehnice ale producţiei respective.

Partea a V-a, ,,Ştiinţa şi industria", cuprinde două capitole.

1. În cadrul capitolului referitor la antecedentele şi consecinţele revoluţiei industriale, se analizează fazele şi aspectele dezvoltării industriei şi ştiinţei.

În perioada de tranziţie sau latentă (1690—1760), caracterizată printr-o acalmie în lumea ştiinţifică, ştiinţa se răspîndeşte în Europa (Prusia, Suedia, Rusia), apărînd noi preocupări în domeniul electricităţii şi botanicii, o nouă orientare în filozofie, toate ducînd spre revoluţia industrială.

Perioada corespunzătoare revoluţiei franceze (1760—1830) se caracterizează prin aspecte revoluţionare în tehnică, ştiinţă şi politică. Sînt prezentate figurile reprezentative ale epocii în politică şi în ştiinţă (B. Franklin, J. Priestley, A. Lavoisier, J. J. Rousseau, Napoleon ca protector al ştiinţei), cum şi caracteristicile ştiinţei în revoluţia industrială.

Perioada cuprinsă la mijlocul secolului al XIX-lea (1830—1870), denumită şi epoca de aur a capitalismului, se referă la perioada în care relaţiile de producţie capitaliste s-au statornicit, puterea politică a trecut în mîinile burgheziei, perioadă caracterizată prin înflorirea deplină a capitalismului, cu bogăţia ei excesivă şi cu mizeria ei apăsătoare. Progresele ştiinţei în secolul al XIX-lea au fost remarcabile, concretizîndu-se în triumful chimiei, teoria conservării energiei, teoria evoluţiei elaborată de Ch. Darwin, apariţia socialismului ştiinţific etc.

Ultima perioadă corespunzătoare începutului imperialismului modern (1870—1895), se caracterizează prin manifestarea latentă a fenomenelor de parazitism, goana după colonii etc.

2. Capitolul, ,,Dezvoltarea ştiinţei în secolul al XVIII-lea şi al XIX-lea", cuprinde în întregime aspecte ale interacţiunii dintre diversele domenii ale ştiinţei şi tehnicii: căldura şi energia, construcţiile de maşini şi metalurgia, electricitatea şi magnetismul, chimia şi biologia. Progresele ştiinţei şi tehnicii din secolul al XIX-lea au pregătit terenul uriaşelor transformări petrecute în aceste domenii din secolul nostru.

Autorul analizează, în continuare, procesele multilaterale petrecute în ştiinţă, tehnică şi în societate în decursul secolului al XX-lea. Peste jumătate din lucrare este consacrată părţilor a VI-a şi a VII-a, în care se analizează ştiinţa secolului XX.

Partea a VI-a, ,,Ştiinţa în epoca noastră", cuprinde în primul rînd o prezentare a faptelor care ar dovedi că în secolul al XX-lea se desfăşoară o nouă revoluţie în ştiinţă, caracterizată prin aceea că ştiinţa şi oamenii de ştiinţă se găsesc în centrul evenimentelor economice, industriale şi politice. Sînt prezentate, de asemenea, caracteristicile capitalismului monopolist, locul ştiinţei şi tehnicii în această epocă etc.

1. În capitolul ,,Ştiinţele fizice în secolul al XX-lea" se analizează pe larg schimbările revoluţionare petrecute în fizică şi repercusiunile directe în domeniul energiei atomice şi în electronică, influenţa asupra chimiei şi ştiinţelor cosmologice, realizările remarcabile din domeniul tehnicii aplicate, relaţiile dintre război şi ştiinţă etc.

2. ,,Ştiinţele biologice în secolul al XX-lea" este titlul capitolului în care se subliniază legăturile dintre descoperirile în biologie şi dezvoltarea economică, influenţele sociale asupra biologiei, descoperirile importante din acest domeniu şi perspectivele ştiinţei biologice. De asemenea, sînt combătute concepţiile reacţionare, neştiinţifice, din biologie.

3. ,,Ştiinţele sociale în istorie" reprezintă capitolul în care se tratează despre sfera şi caracterul ştiinţelor sociale, istoria acestor ştiinţe de-a lungul epocilor sociale, despre iluminism şi revoluţie, utilitarism şi reformă liberală, socialismul utopic, marxismul şi ştiinţa despre societate etc.

4. În capitolul ,,Ştiinţele sociale după primul război mondial" se face o caracterizare generală a gîndirii sociale în secolul al XX-lea, se analizează gîndirea socială în lumea capitalistă (doctrinele filozofice, economice şi politice), problema aplicării ştiinţelor sociale, ştiinţele sociale în lumea socialismului şi perspectivele acestor ştiinţe.

Partea a VII-a, ,,Concluzii", cuprinde capitolul ,,Ştiinţa şi istoria", în care se face o analiză sintetică privind interacţiunea dezvoltării ştiinţei, tehnicii şi economiei, căile progresului ştiinţific, necesitatea ştiinţei pentru omenire.

Lucrarea, cuprinsă în 940 pagini, este însoţită de tablouri sintetice privind: dezvoltarea tehnicii şi originea ştiinţei, tehnica şi ştiinţa în antichitate, ştiinţa şi feudalismul, revoluţia ştiinţifică, ştiinţa şi capitalismul, ştiinţele fizice în secolul al XX-lea, biologia în secolul al

XX-lea, ştiinţa de-a lungul veacurilor. De asemenea, volumul cuprinde hărţi, planşe şi ilustraţii, o bibliografie vastă, note explicative, indice de nume şi indice de materii.

A. K.

B. N. Bejanov. **Sisteme pneumatice de automatizare a proceselor tehnologice.** (Pneumaticeskie sistemî avtomatizaţii tehnologhiceskih proţessov). Moscova-Leningrad, Maşghiz, 1963, 288 pag., 141 fig.

Compusă din şapte capitole, lucrarea este consacrată sistemelor pneumatice şi pneumohidraulice ale maşinilor utilizate în fabricaţia automată.

Capitolul I — sisteme pneumatice — se ocupă în primul rînd de utilizarea aerului în instalaţiile pneumatice destinate automatizării proceselor tehnologice. În continuare se prezintă schemele unor sisteme cu largă răspîndire: menghine pneumatice cu comandă manuală, sisteme pentru automatizarea mişcării alternative etc. Dintre sistemele pneumatice şi electropneumatice examinate în ultimele paragrafe se menţionează sistemul aplicat la maşinile pentru sudarea electrică prin rezistenţă de contact, sistemele de alimentare cu aer comprimat a două grupuri de maşini, sistemul pentru comanda automată a maşinilor.

Capitolul al II-lea cuprinde noţiuni de bază asupra mecanismelor pneumatice. Se insistă asupra varietăţii acestora şi apoi se descrie funcţionarea lor, cu enumerarea forţelor care le solicită. De asemenea, se elaborează calculul parametrilor funcţionali fundamentali: perioadele auxiliare de pregătire şi încheiere, perioada principală de lucru.

În capitolul al III-lea se trece la sistemele pneumohidraulice de automatizare. Utilizarea practică a acestor sisteme constituie obiectul unui prim paragraf, după care este studiată ecuaţia mişcării pistonului în cilindrul hidraulic. Din conţinutul capitolului se mai remarcă analiza acceleraţiei, vitezei şi deplasării pistonului, realizarea unui anumit grafic de mişcare, prezentarea unor sisteme întîlnite curent la maşinile industriale. Capitolul este întregit printr-un exemplu de calcul.

Capitolul al IV-lea abordează domeniul mecanismelor pneumatice şi electropneumatice de percuţie. Problemele teoretice, examinate după considerente privind aplicaţiile practice în mecanizarea şi automatizarea proceselor tehnologice, se referă la perioada de uzură şi la energia de şoc a mecanismelor pneumatice şi la calculul mecanismelor electropneumatice. În afară de acestea, în capitol îşi au locul rezultatele unor cercetări experimentale avînd ca obiect funcţionarea ciocanului perforator PR-30, vibraţiile mecanismelor electropneumatice etc.

Automatizarea operaţiilor de control şi de măsurare pe baza metodelor pneumatice este luată în discuţie în capitolul al V-lea. Pe lîngă descrierea captatoarelor utilizate în acest scop, se stabilesc relaţiile de calcul al parametrilor respectivi, de exemplu pentru dispozitivele cu rotametru. De asemenea, se prezintă instalaţiile pneumatice destinate controlului dimensional automat.

Aceeaşi tematică este reluată în capitolul al VI-lea, cu aplicare la operaţiile de transport aferente fabricaţiei curente şi maşinilor automate. În acest sens se examinează soluţiile constructive de transportoare pentru diferite materiale, cum şi dispozitive servind la pulverizare, umezire, răcire etc. În plus, se citează lucrări experimentale de încercare a unor instalaţii.

În capitolul al VII-lea se dau elemente de proiectare a sistemelor pneumatice de automatizare. Astfel, se determină puterea necesară şi consumul de aer, se precizează măsurile de asigurare a sincronizării mişcărilor şi a periodicităţii funcţionale, se evaluează pierderile de fluid de lucru. Un paragraf special este rezervat metodelor de tehnica securităţii la funcţionarea sistemelor pneumatice.

Lucrarea cuprinde un material valoros privind construcţia şi proiectarea sistemelor pneumatice, care au o utilizare tot mai largă în construcţia de maşini. Ca atare este utilă cadrelor tehnico-inginereşti din acest sector de activitate.

G. A. Mirlin. **Sudarea în construcţia de automobile** (Svarka v avtostroenii). Moscova, Maşghiz, 1963, 268 pag. 165 fig.

Lucrarea prezintă problemele fundamentale ale tehnologiei de sudare în construcţia de automobile, cu aplicare la producţia de masă. Este formată din nouă capitole.

Avînd un caracter introductiv, capitolul I se referă la metodele de sudare utilizate în construcţia de maşini. Pentru început sînt analizate caracteristicile îmbinărilor sudate şi apoi este dată clasificarea metodelor de sudare.

În capitolul al II-lea se examinează metalele folosite în fabricaţia automobilelor. Astfel, sînt descrise proprietăţile tablelor de oţel, ale oţelului turnat şi forjat şi ale aliajelor uşoare cu bază de aluminiu, cu menţionarea pieselor de automobil fabricate din aceste materiale. Legat de tematica lucrării, se precizează, în continuare, particularităţile sudării oţelului.

Capitolul al III-lea se ocupă de problemele tehnologice ale construcţiilor sudate, luînd în considerare diverşi factori care influenţează procesul de execuţie şi calităţile îmbinării. Dintre aceştia se pot cita caracteristicile producţiei, dimensiunile de gabarit şi grosimea metalului de sudat etc. În capitol se studiază şi influenţa procedeului de sudare asupra tensiunilor şi deformaţiilor, domeniile de aplicare raţională a diferitelor procedee şi particularităţile de execuţie a pieselor sudate.

Capitolul al IV-lea se ocupă de aparatura de comandă a utilajelor de sudare. Se prezintă astfel contactoarele şi întreruptoarele necesare la sudarea prin puncte şi prin alte metode, instalaţiile de sincronizare, regulatoarele de timp, dispozitivele pneumatice, electropneumatice şi hidraulice. Capitolul este ilustrat cu schemele funcţionale ale aparaturii examinate.

Capitolul al V-lea este destinat utilajelor pentru sudarea prin rezistenţă de contact. După caracteristicile tehnice ale acestor utilaje, corelate cu regimurile normale de lucru, se abordează problema maşinilor universale de sudură. Paragrafele următoare cuprind o amplă descriere a maşinilor pentru sudarea prin puncte, începînd cu cele portative şi terminînd cu cele prevăzute cu mai multe capete de sudură. În legătură cu electrozii maşinilor de sudare prin rezistenţă de contact se indică materialele folosite, soluţiile constructive şi criteriile de exploatare raţională. În încheierea capitolului se prezintă dispozitivele transportoare.

Următoarele trei capitole tratează tehnologia de sudare a organelor şi a subansamblurilor care intră în componenţa automobilului. Astfel, capitolul al VI-lea se referă la sudarea elementelor caroseriei, cu examinarea unor dispozitive şi linii automate utilizate în producţia de automobile sovietice şi de altă fabricaţie. Sînt analizate, de asemenea, unele probleme speciale: montajul general al caroseriei, execuţia cabinei pentru autocamioane, a aripilor pentru turisme etc.

În capitolul al VII-lea se trece la elementele sudate ale motorului (de exemplu, amortizorul de zgomot), suspensiei, rezervoarelor de combustibil, echipamentului de frînare, iar în capitolul al VIII-lea — la piesele transmisiei.

Capitolul al IX-lea prezintă pe scurt defecţiunile care pot să apară în execuţie şi metodele de control al îmbinărilor sudate.

Lucrarea oferă un material interesant, axat pe principiile moderne de fabricaţie a automobilelor. Este utilă inginerilor şi tehnicienilor din sectorul construcţiei de maşini.

Informaţii

O MARE AUTOMACARA

A fost construită de curînd, de către o întreprindere engleză, o macara montată pe un autocamion cu opt roţi, înzestrat cu un motor Diesel de 250 CP. Viteza de deplasare a vehiculului în gol este de 43,5 km/h, iar în plină sarcină de 3,2 km/h.

Macaraua prezintă următoarele performanţe : 100 tf sarcină maximă pentru săgeata de 15,2 m lungime şi 3,66 m rază de acţiune : 4,75 tf sarcină pentru săgeata de 61 m lungime cu 27,4 m rază de acţiune. Săgeata de 61 m reprezintă lungimea maximă livrabilă.

Pentru construcţia săgeţii se utilizează ţevi de oţel, iar pivotul central al macaralei este constituit dintr-o coroană cu diametrul mare cu două rînduri de bile ; viteza de rotaţie a macaralei este de 2 rot/min, iar ridicarea săgeţii de la raza de acţiune maximă la cea minimă se poate face în 1 min şi 40 s.

Ca sursă de energie pentru macara se foloseşte un grup generator electric cu motor Diesel de 150 CP la 1 800 rot/min ; tensiunea generatorului de curent continuu poate fi variată treptat de la 0 la 400 V.

Comanda se face dintr-o cabină situată în partea din faţă a autocamionului.

Macaraua are motoare electrice de acţionare şi frîne electromagnetice pentru blocarea sarcinii şi a săgeţii ; un dispozitiv special împiedică depăşirea distanţei de manevră fixate pentru sarcină ; la depăşire, un semnal luminos previne pe macaragiu şi electromotoarele de acţionare se opresc automat.

RULMENŢI CU BILE DIN MATERIALE CERAMICE PENTRU TEMPERATURI ÎNALTE

În urma a numeroase încercări la alunecare şi rostogolire a diferite combinaţii de materiale ceramice şi cermeturi s-au construit rulmenţi cu bile din materiale ceramice, care pot fi folosiţi la temperatura de 540–815°C, de dimensiuni industriale. În urma experienţelor efectuate cu aceşti rulmenţi s-a constatat că pot funcţiona la temperaturi de 540–815°C, fără uzură sau cu uzură minimă, dar cu încărcări şi la viteze reduse.

O NOUĂ FAMILIE DE MATERIALE PLASTICE

O firmă americană a anunţat că a pus la punct o nouă familie de materiale plastice, numită „ionomeri", deoarece lanţurile lungi de molecule sînt legate între ele prin legături ionice. Aceste forţe ionice dau acestor polimeri o structură deosebită care se traduce printr-o mare transparenţă şi o mare rezistenţă. Aceşti ionomeri daţi în comerţ sub numele de Surlyn A sînt materiale termoplastice în care legăturile covalente obişnuite au fost combinate cu legături ionice (este pentru prima oară că aceste legături apar la un material sintetic produs la scară comercială). Ionomerii nu sînt propriu-zis un aliaj plastic-metal, dar conţin ioni metalici (sodiu, magneziu, zinc . . .) care leagă între ei lanţurile polimere, compuse în special din etilenă şi care permit obţinerea unor răşini speciale pentru diferite utilizări : straturi de acoperire plastice, ambalaje sub vid, sticle şi o întreagă gamă de obiecte turnate sub presiune. De asemenea, se pot fabrica tevi, profile şi foi. La acoperiri plastice, ionomerii aderă perfect pe orice material.

ŢEVI DIN TEFLON F E P CARE SE STRÎNG LA CALD

O firmă americană a pus la punct fabricaţia unui nou produs din materiale plastice, ţevile care se strîng la cald, care pot acoperi cilindrii şi diferite alte elemente ale construcţiilor mecanice, cu un strat antiaderent şi rezistent la coroziune.

Ţevile sînt confecţionate cu pereţi de 0,5 mm grosime ; ele pot fi aplicate uşor pe loc, pe cilindri şi pe diferite profile, laminate, acţionînd un jet de aer cald, datorită căruia iau exact forma piesei pe care o îmbracă. Această operaţie se execută foarte uşor pe piese din orice fel de material : cauciuc, aluminiu, clorură de polivinil, oţel, nylon, lemn.

Din încercările efectuate s-a constatat că, prin folosirea acestui procedeu de acoperire, se pot realiza economii la cheltuielile de curăţenie şi întreţinere în industriile care prelucrează materiale vîscoase sau lipicioase. De asemenea, dat fiind că se elimină coroziunea, aceste ţevi pot înlocui oţelul inoxidabil, cromul, siliconii pentru protecţia suprafeţelor metalice.

Materialul plastic al ţevii nu se desface de pe piesă şi nu se degradează sub acţiunea vibraţiilor mecanice. Atunci cînd este deteriorat poate fi imediat înlocuit cu altul.

Ţeava poate fi aplicată fără lipire şi fără o pregătire prealabilă a suprafeţei piesei. Pentru a obţine un strat protector mai rezistent este suficient a aplica două sau trei ţevi, una peste alta. Aceste ţevi se fabrică în opt diametre de la 3 la 20 cm şi în lungimi pînă la 3 m.

APARAT PENTRU MĂSURAREA NIVELULUI

S-a construit un nou tip de măsurător de nivel care poate da în permanenţă conţinutul unui siloz, unei cuve sau unui rezervor, fără a veni în contact cu produsul.

Aparatul funcţionează astfel : o sondă acustică aşezată deasupra produsului emite impulsuri ultrasonore foarte scurte, care se reflectă pe suprafaţă. Ecoul reflectat este captat de sonda acustică, care în acel moment este receptoare. Viteza de propagare a ultrasunetelor într-un mediu dat fiind constantă, timpul între impulsiunea emisă şi cea recepţionată este proporţional cu distanţa care separă sonda de suprafaţă.

Acest aparat poate fi instalat pe toate rezervoarele care conţin lichide şi solide (la care granulaţia şi consistenţa sînt suficiente pentru a permite reflectarea undelor ultrasonore).

Aparatul este format din sonda acustică sau traductorul şi un cofret electronic legate printr-un cablu a cărui lungime poate atinge 200 m. Sonda acustică este formată din patru ferite cu frecvenţă diferită şi bobinate în serie, montate într-o cutie din material plastic rezistentă la şocuri şi la coroziune.

Cofretul electronic este etanş şi este format dintr-un aparat de măsură galvanometric gradat de la 0 la 100 %, două garnituri de etanşare pentru cablul de alimentare şi cel de legătură, patru cleme de fixare şi circuitul electronic, compus dintr-un emiţător care are un multivibrator care determină cadenţa de emisiune şi un oscilator de înaltă frecvenţă modulat la 100 % prin impulsiunile multivibratorului, dintr-un receptor compus dintr-un amplificator cu tranzistoare care atacă două etaje acordate la bandă largă urmate de un detector şi de un amplificator tip video şi din dispozitivul de măsură.

Mai multe sonde acustice pot fi conectate la acelaşi circuit electronic printr-un selector manual. În acest caz, sondele pot fi comutate şi sincronizate automat printr-un dispozitiv de înregistrare cu mai multe căi.

Distanţa maximă utilă a aparatului este de 12 m.

Revista Revistelor

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 11/1964: *Kurnatov, V. D.* — Atenuarea vibraţiilor motoarelor Diesel provocate de loviturile pistonului; *Malîhin, A. A.* — Alegerea sistemului termoregulator pentru motoarele răcite cu aer; *Baharev, A. P.*, *Kuslov, V. G.*, *Karpov, L. N* şi *Iakumin, A. S.* — Noua pompă de combustibil UTN-5, de gabarit redus; *Iazik, A. V.* — Căile de îmbunătăţire a circuitului gazodinamic al turbocompresoarelor; *Brusenţev, A. I.* — Studiul indicilor de tracţiune ai tractorului T-130; *Zlotnik, M. I.* — Alegerea raportului optim de transmitere la transmisiile tractoarelor cu şenile; *Iaţuk, E. P* — Asupra maşinilor agricole universale; *Scerbalov, K. F.* şi *Solomin, A. N.* — Problemele treierişului florii soarelui şi ale decorticării ricinului; *Maevskii, A. P.* — Studiul funcţionării valţurilor de presare ale maşinilor agricole; *Trofimov, S. D.* — Rezistenţa la tăiere a tulpinii de trestie de zahăr; *Aurelicev, V. T.* — Studiul unui grup de maşini pentru recoltarea cartofilor; *Pavlov, B. V.* — Problemele diagnosticului tehnic; *Galadjev, R. S.*, *Zaharov, S. P.*, *Kovalev, N. M* şi *Gafanovici, A. A.* — Studiul siguranţei de exploatare a roţilor pneumatice ale maşinilor grele de ridicat; *Hvostov, V. A.*, *Semenov, I. F.* şi *Pavlov, S. A.* — Mecanizarea recoltării morcovilor; *Fedoseev, B. V.* şi *Kovalev, A. T.* — Studiul funcţionării maşinilor pentru recoltarea mazărei prin smulgere; *Reznikov, L. A.* — Cercetarea şi calculul aparatului pentru decorticarea ricinului: *Şeruda, S. D.* — Agregat APR „Temp'' pentru pregătirea fluidului de lucru pentru împrăştietoare; *Korenenko, D. V.* — Împrăştietor cultivator suspendat KRN-5, 6; *Ivanov, I. S.* şi *Naumov, G. I.* — Agregat pentru recoltarea fasolei FA-4; *Kudriaţev, A. N.* şi *Valvev, A. F.* — Automat pentru echilibrarea dinamică a arborilor cotiţi cu corectare prin frezare; *Solovţov, S. S* şi *Devietov, V. V.* — Presarea pieselor prin vălţuire; *Nazarova, T. N.*, *Babaian, V. V.*, *Kaciur, L. D* şi *Ceusova, E. Ia.* — Creşterea rezistenţei de contact al pinioanelor prin metoda nitrocementării la temperaturi înalte; *Rezinov, D. D.* — Influenţa alegerii bazelor asupra execuţiei carcasei lagărelor maşinilor agricole; *Ulitin, M. N.* şi *Nanov, A. P.* — Şlefuirea plană prin ultrasunete; *Zlabin, V. V.* şi *Bolsakov, G. N.* — Creşterea rezistenţei plăcilor de sprijin ale celulei de radiator; *Zavialov, P. S.* — Specializarea în construcţia de tractoare peste hotare.

Stanki i instrument, nr. 11/1964: *Kudinov, V. A.* şi *Smuter, S. L.* — Sistemul dinamic şi erorile maşinilor-unelte cu comandă program; *Kaminskaia, V. V.* şi *Rivin, E. I.* — Prevenirea vibraţiilor maşinilor-unelte de precizie; *Kraveţ, A. T* şi *Bilik, N. I.* — Alegerea parametrilor sistemului de alimentare a maşinilor-unelte de prelucrare prin contact electric; *Negrimovskii, L. F.* — Metoda de degroşare prin contact electric a stratului depus prin sudură cu aliaj rezistent la uzură; *Misevici, V. S.* — Metodă de frezare radială a roţilor dinţate; *Kirillov, K. N.* — Găurirea materialelor greu prelucrabile; *Remizov, D. D.* — Abaterile de formă ale orificiilor alezate cu alezor de aliaj dur; *Rînkov, R. N.* — Rezistenţa dinamică în procesul de alezare rapidă; *Kramskoi, E. I. Kuzneţov, N. A.* şi *Rivkin, E. I.* — Dispozitiv hidraulic de acţionare după şablon; *Kuzneţov, S. M.* — Determinarea forţelor de tăiere la rectificarea dinţilor cu melc abraziv; *Polianov, G. I.* şi *Freilah, S. A.* — Semiautomat divizor pentru stabilirea scărilor logaritmice; *Belikov, A. M.* — Mecanizarea şi automatizarea maşinilor-unelte de prelucrare interioară prin coordonate; *Davidson, A. M.* — Utilizarea maşinilor de frezat rotund la frezarea suprafeţelor de sprijin ale suporţilor de cuţit; *Barabalia, S. Ia.* — Conductor de grup; *Reznik, S. I.* — Modernizarea strungului model 1 A64.

Rivista di meccanica nr. 341/1964: *Benoffi, U.* — Tablă metalică acoperită cu material plastic; *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier (măsurarea şi controlul găurilor cilindrice); *Rossi, M.* — Serie de matriţe pentru ştanţarea unui capac de la maşina de gătit; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic (turnarea); *Predotti, G.* şi *Presti, G.* — Metalizarea sub vid a materialului plastic; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare. **Nr. 342/1964**: *Benoffi, U.* — Tablă metalică acoperită cu material plastic; *Percivalle, C.* şi *Monari, W.* — Ştiinţele industriale; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare; *Giusfredi, R.* — Prelucrarea materialelor plastice la cald; *Giuliani, R.* — Linie de găurit automată (FICEP) cu programarea determinării punctului de găurire; *Lombardi Cerri, G. L.* — Prelucrarea tablei (pisele hidraulice).

Der Maschinenbau, nr. 11/1964: *Berthold, H.* — Simpozion asupra maşinilor-unelte cu comandă program; *Ring. F.* — Sisteme simple de comandă program; *Lorenz, L.* — Strungul de copiat tip DXKH 63/II cu comandă program; *Harmsch, E.* — Noul strung tip DF-315 „Mafumat''; *Dorn, G.* — Strung revolver tip DRT 36a „Detromat'' cu comandă program; *Wehner, F.* — Maşina de frezat cu consolă cu comandă program pentru unicate şi produse de serie; *Vogel, S.* — Noua maşină-unealtă tip UBD 160 cu comandă program; *Löschner, M.* — Utilizarea comenzilor hidraulice la strungurile cu comandă program; *Nagy, V.* — Maşina de frezat tip MFL 320 cu comandă program *Bohle, L.* — Exploatarea economică a maşinilor de frezat cu comandă prin camă sau numerică; *Sohlenius, C.* — Maşini-unelte cu comandă program din Suedia; *Combüchen, L.* — Ghidaje rotitoare pentru avans minim; *Bünning. K.* — Problemele rulării la rece a roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi pe maşini cu role-profil; *Schleicher, R.* — Micşorarea procentului de rebuturi în producţie (partea a II-a).

Cehoslovaţkaia tiajelia promîşlennost, nr. 11/1964: *Podešvová, O.* şi *Plaček, I.* — Calculul şi utilizarea cascadei de polimerizare; *Havelká, Z.* — Noi instalaţii pentru minele cehoslovace; *Bartošek, I.* — O sută de ani de la aplicarea procedeului de difuziune în industria zahărului; *Škrábal, M.* — Domeniul larg de aplicare a noilor filtre sub presiune Škoda-FSKO; *Smid, J.* — Maşini de înaltă productivitate pentru industria laptelui. **Nr. 12/1964**: *Kocián, Z.* — Utilaj de topire a fontei cenuşii şi maleabile pentru turnătorii moderne; *Kordina, J.* — Încălzirea prin inducţie în atelierele moderne de forjă; *Rauner, J.* Laminor continuu de profile; *Brabec, J.* — Laminor reversibil de dimensiuni mici cu patru valţuri tip Škoda pentru laminarea de precizie la rece a benzilor; *Švec, F.* — Cubilouri cu aer cald.

G. É. P. nr. 11/1964: *Terplán, Z.* — Încercarea roţilor dinţate cilindrice; *Erney, G.* — Compararea standardelor referitoare la precizia roţilor dinţate moderne; *Botka, I.* — Calculul roţilor dinţate la temperatura de contact; *Mészáros M.* şi *Ládeczky, J.* — Un nou mecanism planetar cu raport mare de transmitere: *Magyar, J.* — Unele probleme ale angrenării dinţilor curbi şi a elementelor cu suprafaţă elicoidală.

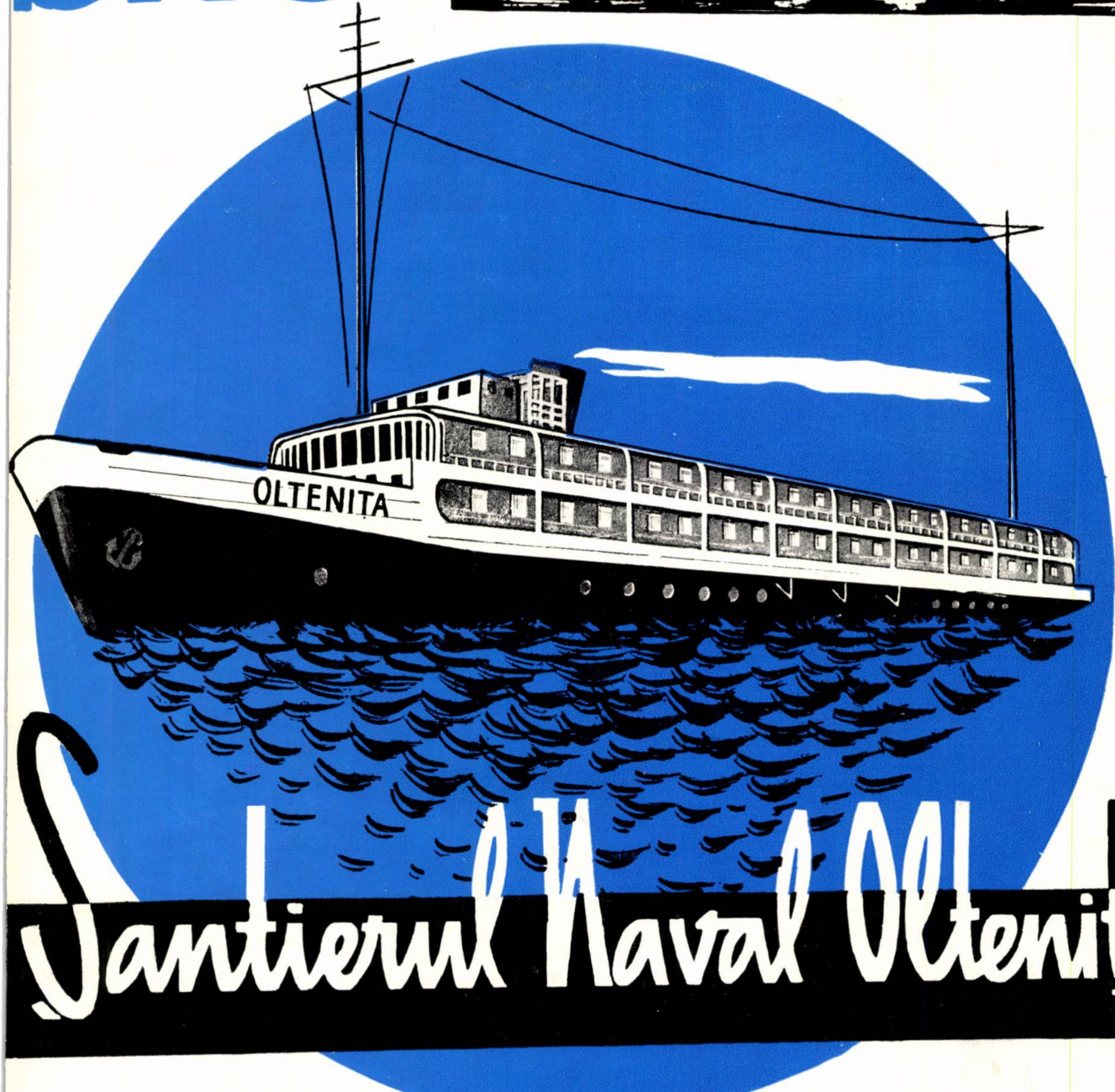
1883

UZINA METALURGICĂ DE STAT

„CEAHLĂU"

Generator de acetilenă

SNC



Santierul Naval Oltenița

construiește:

PASAGERE FLUVIALE
REMORCHERE 150-2200 C.P.
DRĂGI MARITIME
MOTONAVE 2000 t
ȘLEPURI 1000 t

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

1965 SZEPT. 8

E 3279

R REFERÁLVA

CONSTRUCŢIA
DE MAŞINI

3

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVII • Nr. 3 • MARTIE 1965

SR

carpați
bucegi

Uzinele de autocamioane
STEAGUL ROȘU
Brașov - strada Poienelor Nr. 5
Telefon 63-10

E 3279

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ

AMINTIREA TOVARĂȘULUI GHEORGHE GHEORGHIU-DEJ, VEȘNIC VIE ÎN INIMA PARTIDULUI, A CLASEI MUNCITOARE, A POPORULUI

La 19 martie partidul și poporul nostru au suferit o grea pierdere : a încetat să bată inima tovarășului Gheorghe Gheorghiu-Dej, fiu devotat al clasei muncitoare din Romînia, al poporului romîn.

Nemărginită este durerea noastră, a tuturor.

Tovarășul Gheorghiu-Dej și-a dăruit întreaga sa viață partidului clasei muncitoare, luptei revoluționare pentru eliberarea oamenilor muncii, pentru fericirea poporului romîn și a patriei noastre, pentru socialism. Înalt exemplu de fidelitate față de marxism-leninism, tovarășul Gheorghiu-Dej a fost un eminent militant al mișcării comuniste și muncitorești internaționale, a luptat neobosit pentru prietenia și unitatea țărilor socialiste, pentru coeziunea partidelor comuniste, pentru cauza păcii și libertății popoarelor.

În uriașa sa activitate și-au găsit expresie trăsăturile cele mai nobile ale eroicei noastre clase muncitoare, care este mîndră de a fi plămădit în mijlocul ei, în focul luptei conduse de partid, un asemenea conducător.

Născut la 8 noiembrie 1901 la Bîrlad, într-o familie de muncitori, tovarășul Gheorghiu a început să muncească de la vîrsta de 11 ani ca ucenic în diferite ateliere și fabrici, calificîndu-se ca muncitor electrician. Sub influența valului revoluționar din Romînia de la sfîrșitul primului război mondial, însuflețit de ideile Marii Revoluții Socialiste din Octombrie, tovarășul Gheorghiu-Dej s-a înrolat din fragedă tinerețe în mișcarea muncitorească. El a participat, în rîndurile muncitorilor din Valea Trotușului, la greva generală din 1920 — care a oglindit creșterea conștiinței de clasă, a capacității de luptă a proletariatului romîn și a evidențiat necesitatea istorică a înfrîngerii oportunismului, a făuririi partidului de tip nou, Partidul Comunist din Romînia.

În anii următori, tovarășul Gheorghiu-Dej ia parte la un șir de acțiuni muncitorești la Galați, fiind ales în conducerea sindicatului de la Atelierele C.F.R.

În 1930 el devine membru al Partidului Comunist, în rîndurile căruia avea să lupte pînă la ultima suflare.

În acei ani, cînd criza economică lovea greu masele muncitoare, activitatea partidului era paralizată de lupte fracționiste care aduseseră partidul la un pas de lichidare. Refacerea unității partidului, orientarea activității sale spre întărirea legăturilor cu masele muncitoare și în primul rînd cu detașamentele de bază ale proletariatului au făcut posibilă organizarea unor mari acțiuni muncitorești, culminînd cu eroicele lupte din februarie 1933 — în a căror pregătire și desfășurare s-au afirmat cu putere marile calități politice și organizatorice de conducător revoluționar ale tovarășului Gheorghiu-Dej.

La Galați și apoi la Dej, unde fusese mutat disciplinar, ca și la București, Iași, Cluj, Pașcani și în alte localități, tovarășul Gheorghiu-Dej, dînd exemplu de felul cum trebuie muncit în mijlocul maselor, a depus o intensă activitate pentru realizarea unității de acțiune a muncitorilor ceferiști.

În 1932, la Conferința pe țară a muncitorilor feroviari, tovarășul Gheorghiu-Dej a fost ales secretar al Comitetului Central de acțiune care, sub îndrumarea Comitetului Central al Partidului Comunist, a organizat nemijlocit lupta ceferiștilor.

Tovarășul Gheorghiu-Dej și-a îndeplinit în mod strălucit sarcinile de răspundere încredințate de partid în organizarea acestor lupte, care au constituit o cotitură în istoria întregii noastre mișcări muncitorești, au demonstrat capacitatea clasei muncitoare de a acționa ca forță socială conducătoare a poporului muncitor în lupta de eliberare, au deschis o pagină nouă în viața partidului. Întărindu-și rîndurile cu cele mai bune, mai combative și revoluționare cadre proletare, partidul s-a legat mai strîns de masele oamenilor muncii.

Procesul intentat de reacțiune în 1933—1934 conducătorilor muncitorimii ceferiste a fost transformat de Partidul Comunist într-o tribună de demascare a regimului burghezo-moșieresc, a politicii antinaționale și antipopulare a claselor dominante. Din banca acuzaților în lanțuri a răsunat cu vigoare și curaj, prin glasul tovarășului Gheorghiu-Dej, chemarea înflăcărată, mobilizatoare a partidului adresată maselor muncitoare de a lupta cu hotărîre pentru o viață mai bună, împotriva robiei capitaliste, pentru apărarea suveranității și independenței naționale.

Condamnat la 12 ani muncă silnică, tovarășul Gheorghiu-Dej a fost deținut în diferite închisori — Jilava, Văcărești, Craiova, Ocnele Mari, Aiud, Doftana, Caransebeș și în lagărul de la Tg. Jiu.

Gratiile temnițelor, sîrma ghimpată a lagărelor n-au putut să-i izoleze de partid, de clasa muncitoare, de popor pe militanții revoluționari. Simțind în permanență sprijinul partidului, solidaritatea maselor muncitoare și a unor largi cercuri democratice, ei au păstrat legătura cu viața și activitatea partidului, au înfruntat cu fermitate și dîrzenie regimul de teroare și exterminare din închisori, pe care le-au transformat în școli de călire revoluționară. Prin munca politico-ideologică desfășurată de comuniștii din închisori, în frunte cu tovarășul Gheorghiu-Dej, s-au făurit cadre oțelite de militanți comuniști, caracterizate prin capacitatea de a organiza masele muncitoare, prin clarviziune politică și combativitate revoluționară, cadre care au avut ulterior un rol de excepţională însemnătate în conducerea de către partid a luptei pentru cucerirea puterii de către oamenii muncii şi construirea socialismului.

Aprecierea acordată de partid activităţii desfăşurate de tovarăşul Gheorghiu-Dej şi-a găsit expresie în cooptarea sa, în 1935, pe cînd se afla în închisoare, ca membru al C.C. al P.C.R.

În anii războiului, tovarăşul Gheorghiu-Dej împreună cu ceilalţi tovarăşi din închisori şi lagăre îşi manifestau încrederea nestrămutată în victoria împotriva fascismului, solidaritatea frăţească cu popoarele Uniunii Sovietice. În strînsă legătură cu cadrele de bază din afară, ei şi-au pus întreaga experienţă, tot elanul revoluţionar în slujba organizării luptei antihitleriste a poporului romîn.

Tovarăşului Gheorghiu-Dej îi revine meritul principal în demascarea şi lichidarea clicii de trădători şi capitulanţi, infiltrate în conducerea partidului ; înlăturarea agenturii trădătoare a constituit una din condiţiile esenţiale pentru ca partidul să-şi poată îndeplini rolul conducător în lupta de eliberare naţională şi socială a poporului romîn.

Activul revoluţionar al partidului, în frunte cu tovarăşul Gheorghiu-Dej, a elaborat linia strategică şi tactică pentru răsturnarea dictaturii militaro-fasciste şi întoarcerea armelor împotriva Germaniei hitleriste. Partidul a trecut la organizarea formaţiunilor de luptă patriotice, la realizarea Frontului Unic Muncitoresc cu partidul social-democrat, la înfăptuirea unui larg sistem de alianţe cu diferite grupări politice şi atragere în lupta antihitleristă a unor personalităţi însufleţite de sentimente patriotice, la desfăşurarea unei vaste activităţi în rîndurile armatei.

În zilele hotărîtoare pentru pregătirea insurecţiei, C.C. al partidului a organizat evadarea din lagăr a tovarăşului Gheorghiu-Dej şi a altor cadre de bază ale partidului.

Organizată şi condusă de partid, insurecţia armată a deschis o eră nouă în istoria poporului romîn, a însemnat începutul revoluţiei populare. Romînia s-a alăturat coaliţiei antihitleriste, Armata romînă, în totalitatea ei, a luptat umăr la umăr cu Armata sovietică pînă la zdrobirea Germaniei hitleriste. Sîngele vărsat în comun a cimentat prietenia şi alianţa indestructibilă dintre poporul romîn şi poporul sovietic în lupta pentru cauza păcii şi socialismului.

Tovarăşul Gheorghiu-Dej a dat o contribuţie de cea mai mare importanţă la elaborarea liniei politice şi tactice a partidului în desfăşurarea furtunoasă a marilor bătălii de clasă de după 23 August 1944, muncind cu nesecată energie pentru înfăptuirea sarcinilor stabilite de partid — mobilizarea tuturor forţelor în războiul antihitlerist, refacerea economiei naţionale, democratizarea ţării, făurirea alianţei muncitoreşti-ţărăneşti în focul luptei pentru reforma agrară, instaurarea puterii populare.

Ca reprezentant al partidului şi clasei muncitoare în guvern, tovarăşul Gheorghiu-Dej a preluat, în noiembrie 1944, conducerea Ministerului Comunicaţiilor şi Lucrărilor Publice, fiind primul muncitor ministru în istoria politică a Romîniei.

Sub conducerea partidului, clasa muncitoare organizată în sindicatele unice revoluţionare, masele largi ţărăneşti care luptau pentru pămînt, partidele şi grupările reunite în frontul naţional democrat dădeau lovituri zdrobitoare cercurilor reacţionare. Valul luptei revoluţionare a măturat un şir de guverne cu majoritate reacţionară şi a impus la 6 Martie 1945 aducerea la putere a primului guvern din ţara noastră în care clasa muncitoare avea rolul precumpănitor.

La Conferinţa Naţională a Partidului Comunist din octombrie 1945, tovarăşul Gheorghiu-Dej a prezentat Raportul Politic al Comitetului Central, care cuprindea un amplu program de luptă pentru întărirea puterii populare, reconstrucţia ţării şi consolidarea independenţei naţionale. În acest program, de o largă perspectivă istorică, partidul scrutînd departe în viitor, şi-a exprimat concepţia leninistă privitoare la construirea unei industrii puternice ca temelie a dezvoltării social-economice a Romîniei.

După Conferinţa Naţională, tovarăşul Gheorghiu-Dej a fost ales secretar general al Partidului Comunist Romîn.

În calitate de ministru al Economiei Naţionale şi apoi al Industriei şi Comerţului, ca preşedinte al Comisiei Ministeriale pentru redresarea economică, el a adus o contribuţie esenţială în lupta împotriva inflaţiei şi sabotajului economic al capitaliştilor, în pregătirea şi înfăptuirea programului din iunie 1947 de stabilizare monetară şi refacere a economiei naţionale.

Abolirea monarhiei şi proclamarea Republicii Populare Romîne au marcat cucerirea deplină a puterii de către clasa muncitoare în alianţă cu masele largi ale ţărănimii ; misiunea de a realiza actul abdicării regelui, la 30 Decembrie 1947, i-a revenit, din însărcinarea partidului şi guvernului şi în numele tuturor forţelor democratice, tovarăşului Gheorghe Gheorghiu-Dej, împreună cu doctorul Petru Groza.

Oamenii muncii, devenind singurii stăpîni ai ţării, au păşit cu însufleţire, sub conducerea partidului, la construirea societăţii socialiste.

Tovarăşul Gheorghe Gheorghiu-Dej a avut un rol deosebit în lupta partidului pentru realizarea unităţii politice şi organizatorice a clasei muncitoare — înfăptuită la Congresul de unificare din februarie 1948 prin crearea Partidului Muncitoresc Romîn pe baza principiilor ideologice şi organizatorice marxist-leniniste. Congresul l-a ales secretar general al Comitetului Central al Partidului Muncitoresc Romîn.

Prin istoricul act al naţionalizării, pregătit de partid sub îndrumarea nemijlocită a tovarăşului Gheorghiu-Dej, principalele mijloace de producţie industrială au devenit bun al întregului popor şi s-a creat o puternică temelie construcţiei socialiste în ţara noastră.

Partidul a orientat cu nestrămutată perseverenţă dezvoltarea Romîniei în direcţia transformării ei într-o ţară industrială, cu o agricultură înaintată. Tovarăşului Gheorghiu îi revin mari merite în elaborarea politicii de industrializare socialistă, ca pîrghie hotărîtoare a progresului rapid al ţării, a valorificării resurselor ei şi a dezvoltării tuturor ramurilor economiei în vederea creşterii continue a bunăstării celor ce muncesc — obiectivul fundamental al politicii partidului.

Călăuzit de teza marxist-leninistă că socialismul trebuie construit nu numai la oraşe ci şi la sate, partidul a pus la ordinea zilei rezolvarea celei mai complexe sarcini a construcţiei socialiste — transformarea socialistă a agriculturii. Întreaga muncă desfăşurată în acest domeniu s-a întemeiat pe linia exprimată în numele partidului de tovarășul Gheorghiu-Dej la plenara din martie 1949 a Comitetului Central. Viața a confirmat în mod strălucit această linie politică ; înfăptuirea cu succes a cooperativizării agriculturii a deschis largi perspective dezvoltării intensive și multilaterale a producției agricole, a ridicat pe o treaptă mai înaltă alianța muncitorească-țărănească.

Întreaga activitate a Comitetului Central în frunte cu tovarășul Gheorghiu-Dej oglindește capacitatea de a aplica creator, la condițiile țării noastre, legile obiective, general-valabile, ale revoluției și construcției socialiste, de a desprinde cerințele specifice fiecărei etape istorice și de a îndrepta în direcția hotărîtoare eforturile partidului, ale poporului.

Aceste trăsături caracterizează munca efectuată de partid sub conducerea nemijlocită a tovarășului Gheorghiu pentru elaborarea planului de electrificare, a planurilor cincinale și a planului de șase ani, planuri, a căror realizare, prin eforturile însuflețite ale întregului popor, a asigurat introducerea largă a tehnicii noi dezvoltarea proporțională, armonioasă și mereu ascendentă a economiei naționale.

Îndeplinind cele mai înalte funcții de partid și de stat — președinte al Consiliului de Miniștri din 1952 pînă în 1955, prim-secretar al Comitetului Central al P.M.R. și președinte al Consiliului de Stat pînă în ultima clipă a vieții sale — tovarășul Gheorghe Gheorghiu-Dej avea un contact larg și direct cu poporul, studia cu deosebită luare aminte experiența maselor, manifesta o nemărginită încredere în puterea de creație a poporului — făuritorul istoriei și al tuturor marilor realizări ale Romîniei socialiste.

Exemplu de simplitate și modestie, el avea un neasemuit dar de a-și apropia oamenii, de a-i însufleți și a-i antrena la lupta pentru înfăptuirea sarcinilor trasate de partid ; oamenii muncii păstrează neștearsă amintirea întîlnirilor cu tovarășul Gheorghiu, a sfaturilor sale de tovarăș și prieten care le vorbea în același grai al inimii.

Tovarășul Gheorghiu exprima cu deosebită căldură grija permanentă a partidului pentru educarea tineretului, nădejdea de mîine a țării, pentru promovarea femeilor în munci de răspundere în economie, în instituții de stat și în organizațiile obștești. El manifesta o neslăbită preocupare pentru satisfacerea setei de cultură și îmbogățirea vieții spirituale a poporului, pentru avîntul continuu al învățămîntului, acorda o mare atenție activității creatoare a intelectualilor, a oamenilor de știință, artă și cultură, cărora le împărtășea înalta prețuire a partidului pentru valoroasa lor contribuție la propășirea patriei.

În fruntea partidului, tovarășul Gheorghiu are merite deosebite în rezolvarea marxist-leninistă a problemei naționale în țara noastră, prin care au fost asigurate deplina egalitate în drepturi a tuturor oamenilor muncii și cimentarea prieteniei de nezdruncinat dintre poporul romîn și minoritățile naționale.

Timp de peste trei decenii, tovarășul Gheorghiu-Dej a adus o mare contribuție la călirea ideologică și organizatorică a partidului nostru. Minunat conducător de tip leninist, el a militat pentru întărirea partidului ca detașament combativ de avangardă al clasei muncitoare, strîns legat de mase, sînge din sîngele poporului, forța conducătoare în opera de construire a socialismului.

Partidul nostru s-a călit, a realizat o unitate și o coeziune fără precedent printr-o luptă intransigentă împotriva oricăror abateri de la ideologia și politica sa marxist-leninistă, împotriva elementelor antipartinice, fracționiste, oportuniste. În această luptă tovarășul Gheorghiu-Dej, cu înalta sa conștiință partinică și perspicacitate politică, cu ascuțitul său spirit de clasă, a avut un rol de frunte. Partidul Muncitoresc Romîn, strîns unit în jurul Comitetului său Central, este astăzi mai puternic decît oricînd.

Este pilduitoare pentru noi preocuparea neabătută a tovarășului Gheorghiu-Dej pentru întărirea continuă a rolului conducător al partidului în toate domeniile activității social-economice, pentru aplicarea neștirbită a normelor de muncă leniniste. În viața partidului, în activitatea conducerii sale s-a înrădăcinat principiul muncii colective, toate hotărîrile și măsurile conducerii partidului fiind rodul activității și gîndirii colective ale Comitetului Central, Biroului său Politic.

Tovarășul Gheorghiu a depus o vastă activitate pentru sintetizarea experienței acumulate de partid în conducerea revoluției și construcției socialiste, pentru însușirea acestei experiențe de către membrii partidului, în vederea înarmării lor teoretice.

Patriot și internaționalist înflăcărat, tovarășul Gheorghiu-Dej a fost un strălucit exponent al politicii consecvente a partidului și statului nostru de prietenie și alianță frățească cu țările socialiste, de solidaritate cu lupta clasei muncitoare și a forțelor democratice de pretutindeni, cu mișcarea de eliberare națională a popoarelor, pentru unitatea tuturor forțelor progresului social. Exprimînd, cu energia și tenacitatea ce l-au caracterizat întotdeauna, poziția Partidului Muncitoresc Romîn, el a militat pentru unitatea țărilor socialiste, pentru coeziunea marii armate internaționale a comuniștilor, avînd convingerea că nu există îndatorire internațională mai înaltă decît aceea de a contribui la salvgardarea și întărirea acestei unități — chezășia victoriei cauzei socialismului în întreaga lume.

Sub conducerea Comitetului Central în frunte cu tovarășul Gheorghiu, partidul nostru a depus eforturi neprecupețite pentru promovarea și stricta aplicare în relațiile dintre partidele comuniste și dintre țările socialiste a normelor marxist-leniniste — ca cerință vitală pentru asigurarea și întărirea unității și coeziunii lor, pentru creșterea forței de atracție a ideilor socialismului în lume. Linia partidului în problemele vieții internaționale și ale mișcării comuniste mondiale, exprimată în Declarația plenarei lărgite din aprilie 1964 a C.C. al P.M.R., este urmată cu perseverență nestrămutată de întregul partid.

Eminent om de stat, tovarășul Gheorghiu-Dej a desfășurat o vastă activitate în elaborarea politicii externe a Republicii Populare Romîne, politică de consolidare a păcii, de luptă împotriva politicii agresive a cercurilor imperialiste, împotriva colonialismului, pentru sprijinirea dreptului popoarelor de a dispune singure de soarta lor, pentru dezvoltarea colaborării internaționale pe baza principiilor coexistenței pașnice a statelor cu orînduiri social-politice diferite.

Țara noastră așază ca temelie de neclintit a relațiilor sale internaționale respectarea egalității, suveranității și independenței popoarelor, neamestecul în treburile lor interne, pronunțîndu-se pentru stricta respectare și promovarea acestor principii pe arena internațională, în interesul colaborării și apropierii între popoare.

Toate succesele în domeniul politicii interne și internaționale ale Republicii Populare Romîne, toate realizările obținute în aceste decenii sînt strîns legate de activitatea desfășurată în fruntea Comitetului Central al partidului de tovarășul Gheorghiu-Dej.

Măsura operei titanice înfăptuite de popor sub conducerea partidului o dă deosebirea dintre tabloul întunecat al Romîniei de acum două decenii și înfățișarea de astăzi a țării, în care poporul romîn, liber de orice exploatare, stăpîn al destinelor sale, își făurește o viață fericită.

Scumpul nostru tovarăș Dej a închis ochii pentru vecie cu conștiința datoriei împlinite ; el a putut vedea triumful idealurilor cărora și-a dăruit viața, victoria deplină a socialismului în țara noastră, mersul rapid al Romîniei pe calea progresului economic și cultural.

În ultimele sale cuvinte adresate țării, prin scrisoarea trimisă recentei sesiuni a Marii Adunări Naționale, el își exprima convingerea îndreptățită că țara noastră va păși mai departe, neabătut, pe această cale ; cu nezdruncinată încredere, el arăta că înaintea Romîniei socialiste sînt deschise perspectivele unui viitor strălucit — viitor care stă în mîinile harnice și încercate ale poporului.

Comitetul Central al Partidului Muncitoresc Romîn, tovarășii de muncă și de luptă ai marelui dispărut își iau legămîntul solemn să întărească necontenit unitatea partidului și a conducerii sale, să continue neabătut linia generală, internă și internațională, a partidului, să nu-și cruțe forțele pentru a duce mereu înainte opera de construire a socialismului și comunismului, de înflorire a patriei și ridicare a bunăstării poporului — operă măreață căreia i-a consacrat întreaga viață tovarășul Gheorghiu-Dej.

Marea durere care ne îndoliază tuturor inima unește și mai strîns poporul în jurul partidului. Clasa muncitoare, țărănimea, intelectualitatea, toți oamenii muncii își înzecesc eforturile pentru a obține noi victorii, spre binele și prosperitatea patriei noastre socialiste.

Adio, scump prieten și tovarăș de luptă !

Numele tău va rămîne veșnic viu în inima partidului, în inima clasei muncitoare, a poporului romîn !

Comitetul Central
al Partidului Muncitoresc Romîn

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, MARTIE 1965, Nr. 3

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CUPRINS

ILIESCU, C. și BONCOI, GH. : **O nouă metodă de calcul pentru dimensionarea părților active ale sculelor matrițelor de ambutisare ; durabilitatea sculelor.** 121

MUNTEANU, M. : **Dimensionarea arcurilor elicoidale la sitele vibratoare cu volant de inerție.** 127

REȘETOV, D. : **Căile pentru mărirea siguranței și durabilității mașinilor.** 134

BORCH, V. : **Planificarea lunară a producției prin metoda programării liniare.** 138

ZAMFIRESCU, I. : **Considerații asupra eforturilor și deformațiilor tangențiale în peretele unei țevi.** 144

CREȚULESCU, C. : **Ungerea utilajelor la temperaturi înalte și foarte înalte.** 151

FORJE, A. : **Asupra problemelor de radiografiere a sudurilor. Extrase din documentele Adunării anuale a I.I.S. de la Praga — iulie 1964.** 155

PETRE, N. : **Considerații privind proiectarea cardelor de bumbac de mare productivitate.** 161

CRONICĂ 163

DOCUMENTARE 168

RECENZII 174

Redactori responsabili : prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R. și conf. ing. M. Soare.
Redactor : ing. E. Petrescu.

CZ 621.983.001.24

Iliescu, C. şi *Boncoi, Gh.* : **O nouă metodă de calcul pentru dimensionarea părţilor active ale sculelor matriţelor de ambutisare ; durabilitatea sculelor.**

Se elaborează o metodă de calcul pentru dimensionarea părţilor active ale sculelor de ambutisare, ţinîndu-se seamă de variaţia grosimii materialului, uzura sculelor şi de arcuirea pieselor realizate.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 121–126

CZ 621.928.23–272.2

Munteanu, M. : **Dimensionarea arcurilor elicoidale la sitele vibratoare cu volant de inerţie.**

Se propune o metodă de dimensionare a elementelor elastice ale sitelor vibratoare cu volant de inerţie, luîndu-se în considerare toate condiţiile funcţionale impuse.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 127–133

CZ 621–7

Reşetov, D. : **Căile pentru mărirea siguranţei şi durabilităţii maşinilor.**

Se analizează măsurile tehnologice, constructive şi de exploatare care permit mărirea siguranţei şi durabilităţii maşinilor.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 134–137

CZ 621.9 :338.062.01 :621–503.55 :511.41

Borch, V. : **Planificarea lunară a producţiei prin metoda programării liniare.**

Se analizează procedeul de calcul prin metoda simplex a planificării lunare a producţiei ; se prezintă un exemplu concret de calcul.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 138–144

CZ 621.774

Zamfirescu, I. : **Consideraţii asupra eforturilor şi deformaţiilor tangenţiale în peretele unei ţevi.**

Se prezintă o schemă completă de calcul pentru eforturile şi deformaţiile tangenţiale în peretele unei ţevi.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 144–150

CZ 621.892.09

Creţulescu, C. : **Ungerea utilajelor la temperaturi înalte şi foarte înalte.**

Se prezintă lubrifianţii folosiţi pentru temperaturi înalte şi foarte înalte.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 151–155

CZ 621.791 :620.179.152 :061.3 (437)

Forje, A. : **Asupra problemelor de radiografiere a sudurilor. Extrase din documentele Adunării anuale a I.I.S. de la Praga-iulie 1964.**

Se prezintă succint o serie de aspecte în legătură cu radiografierea sudurilor, discutate în cadrul Comisiei a V-a a Adunării generale I.I.S. de la Praga — iulie 1964.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 155–160

CZ 677.21.051.4.001.13

Petre, N. : **Consideraţii privind proiectarea cardelor de bumbac de mare productivitate.**

Se evidenţiază o serie de rezultate obţinute în cadrul Institutului de cercetări textile în legătură cu mărirea productivităţii cardelor de bumbac.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 161–163

Din numărul viitor

Raţă, P. şi *Actarian R.* : **Rotoare şi statoare din materiale plastice, pentru turbine de foraj.**

Drăghici, I. : **Contribuţii la studiul confortabilităţii autocamioanelor romîneşti.**

Ivăneanu, C. : **Folosirea raţională a sistemelor automate de comandă a avansului la motoarele cu aprindere prin scînteie.**

Sulea, P. : **Studiu asupra rezistenţei la uzură şi coeficientului de frecare ale unor materiale aglomerate înlocuitoare ale fontei la saboţii talpă pentru motoarele de tramvai.**

Manoliu, R. : **Alimentarea şi evacuarea automată a pieselor la maşinile-unelte.**

Vaida, Al. : **Pregătirea şi înregistrarea programului la maşinile-unelte cu comandă după program.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion T. Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8.
Tiparul : I. P. „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti, c. 442

41 023

ДК 621.983.001.24

Илиеску, К. и *Бонкой, Г.:* **Новый метод расчета размера рабочих поверхностей штамповочных матриц; долговечность инструмента.**

Разработан расчетный метод определения размеров рабочих поверхостей шатмповочного инструмента с учетом изменения толщины материала, износа инструмента и дугообразности изготовляемых деталей.

Construcţia de Maşini 17 (1965). nr. 3. стр. 121—126

ДК 621.928.23—272.2

Мунтяну, М.: **Расчет винтообразных пружин для вибрационных сит с инерционным маховиком.**

Предлагается метод расчета эластичных элементов вибрационных сит с инерционным маховиком, с учетом необходимых функциональных условий.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, стр. 127—133

ДК 621—7

Решетов, Д.: **Пути повышения надежности и долговечности станков.**

Рассматриваются технологические, конструктивные и эксплуатационные мероприятия, способствующие повышению надежности и долговечности станков.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, стр. 134—137

ДК 621, 9 :338.062.01 :621—503.55 :511.41

Борх, В.: **Месячное планирование производства с помощью метода линейного программирования.**

Анализируется способ расчета месячного планирования производства методом симплекс , причем приводится конкретный пример расчета.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, стр. 138—144

ДК 621.774

Замфиреску, И.: **О тангенциальных напряжениях и деформациях в стенках трубы.**

Приводится полная расчетная схема тангенциальных нанапряжений и деформаций в стенках трубы.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, стр. 144—150

ДК 621.892.09

Крецулеску, К.: **Смазка оборудования работающоге при высоких и сверхвысоких температурах.**

Дается описание смазочных материалов, используемых при высоких и сверхвысоких температурах.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, стр. 151—155

ДК 621.791 :620.179.152 :061.3 (437)

Форже, А.: **О вопросах радиографирования сварных соединений. Выдержки из документов ежегодного собрания Мещдународиого института сварки в Праге — июль 1964 г.**

Дается краткое описание вопросов связанных с рентгенографированием сварных соединений, обсужденных V Комиссией общего собрания Международного института сварки, состоявшегося в Праге в июле 1964 г.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr- 3, стр. 155—160

ДК 677.21.051.4.001.13

Петре, Н.: **О проектировании высокопроизводительных кардочесальных машин для хлопка.**

О свещается ряд реэультатов, полученных Научноисследовательским текстильным инотитутом по вопросу повышенпя производительности кардочесальных машин для хлопка.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, стр. 161—163

DK 621.983.001.24

Iliescu, C. und *Boncoi, Gh.* : **Ein neues Berechnungsverfahren für die Bemessung der aktiven Fläche der Werkzeuge der Tiefziehn-Matrizen ; Dauerhaftigkeit der Werkzeuge.**

Es wird ein Berechnungsverfahren zur Bemessung der aktiven Flächen der Tiefziehn-Werkzeuge entwickelt, wobei die veränderliche Dicke des Werkstoffes, der Verschleiss der Werkzeuge und die Krümmung der Fertigteile berücksichtigt werden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H.3,S. 121—126

DK 621.928.23—272.2

Munteanu, M. : **Berechnung der Spiralfädern bei Schüttelsieben mit Schwungrad.**

Es wird ein Verfahren zur Bemessung der elastischen Elemente der Schüttelsiebe mit Schwungrad vorgeschlagen. Dabei werden alle notwendigen Betriebsvoraussetzungen im Betracht gezogen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 3, S. 127—133

DK 621—7

Reşetov. D. : **Wege zur Erhöhung der Sicherheit und Lebensdauer der Maschinen.**

Es werden technologische, bauliche und betriebstechnische Massnahmen analysiert die eine Erhőhung der Sicherheit und Lebensdauer der Maschinen ermöglichen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H.3,S. 134—137

DK 621.9 :338.062.01 :621—503.55 :511.41

Borch, V. : **Monatsplannung der Produktion durch das Verfahren der linearen Programmierung.**

Der Verfasser analysiert das Berechnungsverfahren durch die Simplexmethode der monatlichen Produktionsplannung und führt ein konkretes Berechnungsbeispiel an.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H.3,S. 138—144

DK 621.774

Zamfirescu, I. : **Betrachtungen über die Belastung und die tangentiale Verformung der Rohrwand.**

Es wird ein komplettes Berechnungsschema für die Belastungen und die tangentialen Verformungen in der Wand eines Rohres beschrieben.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H.3, S. 144—150

DK 621.892.09

Creţulescu, C. : **Schmierung der Anlagen bei hohen und sehr hohen Temperaturen.**

Der Aufsatz enthält eine Darlegung der bei hohen und sehr hohen Temperaturen verwendeten Schmiermittel.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H.3,S. 151—155

DK 621.791 :620.179.152 :061.3 (437)

Forje, A. : **Uber Probleme der Röntgenaufnahme von Schweissnähten. Auszüge aus den Dokumenten der Jahresversammlung des Internationalen Schweissinstituts in Prag — Juli 1964.**

Es werden kurz eine Reihe von Aspekten im Zusammenhang mit der Röntgenaufnahme der Schweisstellen dargelegt, die im Rahmen des 5. Ausschusses der Generalversammlung des I. I.S. in Prag-Juli 1964 erörtert werden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 3, S. 155—160

DK 677.21.051.4.001.13

Petre, N. : **Betrachtungen über das Projektieren von hochproduktiven Baumwollkarden.**

Es werden eine Reihe von Ergebnissen unterstrichen, die im Rahmen der Textilforschungsinstituts im Zusammenhang mit der Steigerung der Produktivität der Baumwollkarden erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H.3,S. 161—163

CD 621.983.001.24

Iliescu, C. et *Boncoi, Gh.* : **Une nouvelle méthode de calcul pour établir les dimensions des parties actives des outils d'emboutissage ; la durabilité des outils.**

On met au point une méthode de calcul pour établir les dimensions des parties actives des outils d'emboutissage, en tenant compte de la variation de la grosseur, de l'usure des outils et de la courbure des pièces réalisées.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, p. 121–126

CD 621.928.23–272.2

Munteanu, M. : **La détermination des dimensions des ressorts hélicoïdaux pour tamis vibrants à volant d'inertie.**

On propose une méthode qui sert à déterminer les dimensions des éléments élastiques pour tamis vibrants à volant d'inertie, en respectant toutes les conditions fonctionnelles imposées.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, p. 127–133

CD 621–7

Reşetov, D. : **Les moyens d'augmenter la sûreté et la durabilité des machines.**

L'auteur examine les mesures technologiques, constructives et d'exploitation qui permettent d'augmenter la sûreté et la durabilité des machines.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, p. 134–137

CD 621.9 :338.062.01 :621–503.55 :511.41

Borch, V. : **L'établissement du plan mensuel de la production par la méthode du programme linéaire.**

On analyse le procédé du calcul, par la méthode simplexe, de l'établissement du plan mensuel de la production ; on donne un exemple concret.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, p. 138–144

CD 621.774

Zamfirescu, I. : **Considérations sur les efforts et les déformations tangentiels dans la paroi d'un tuyau.**

On présente un schéma complet de calcul pour les efforts et les déformations tangentiels dans la paroi d'un tuyau.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, p. 144–150

CD 621.892.09

Creţulescu, C. : **Le graissage des outillages aux températures hautes et très hautes.**

On passe en revue les lubrifiants employés aux températures hautes et très hautes.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, 151–155

CD 621.791 :620.179.152 :061.3 (437)

Forje, A. : **Les problèmes posés par la radiographie des soudures. Extraits des documents de l'Assemblée annuelle de l'Institut International du Soudage, tenue à Prague – juillet 1964.**

On expose succinctement une série d'aspects relatifs a la radiographie des soudures, considérés par la V-ème Commission de l'Assemblée générale de l'I.I.S., tenue à Prague-juillet 1964.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, p. 155–160

CD 677.21.051.4.001.13

Petre, N. : **Considérations sur l'établissement du projet des cardes de grande productivité pour coton.**

On donne les résultats obtenus à l'Institut roumain de recherches textiles en ce qui concerne l'augmentation de la productivité des cardes pour coton.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 3, p. 161–163

DC 621.983.001.24

Iliescu, C. and *Boncoi, Gh.* : **A new calculus method for dimensioning the active parts of dishing tools ; the durability of tools.**

A calculus method for dimensioning the active parts of dishing tools has been worked out taking into consideration the variable material thickness, the wear of tools and the bending of pieces achieved.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 121–126

DC 621.928.23–272.2

Munteanu, M. : **The dimensioning of helicoidal strings in the vibrating screens with inertia flywheels.**

A dimensioning method of the elastic elements of vibrating screens with inertia flywheels taking into consideration all the functional conditions required is suggested.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 127–133

DC 621–7

Reşetov, D. : **The ways of increasing the safety and durability of machines.**

The technological, constructive and exploitation measures allowing to increase the safety and durability of machines are analysed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 134–137

DC 621.9 :338.062.01 :621–503.55 :511.41

Borch, V. : **The monthly planning of production by the linear programming method.**

The way of calculating the monthly planning of production by the simplex method is presented and illustrated by a practical calculus example.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 138–144

DC 621.774

Zamfirescu, I. : **Some considerations concerning the tangential efforts and strains in pipe walls.**

A complete scheme for calculating the tangential efforts and strains to which the pipe walls are subjected is presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 144–150

DC 621.892.09

Creţulescu, C. : **The equipment lubrication at high and very high temperatures.**

The lubricants used for high and very high temperatures are presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 151–155

DC 621.791 :620.179.152 :061.3 (437)

Forje, A. : **Concerning the weld radiographing problems. Extracts from the documents of the annual I.I.S. meeting (Prague-july 1964).**

A series of aspects relating to weld radiographing discussed within the framework of Commission V at the general meeting of the I.I.S. held in Prague in july 1964 are briefly presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 155–160

DC 677.21.051.4.001.13

Petre, N. : **Some considerations concerning the high-productivity cotton cards.**

Some information is given concerning the results obtained within the framework of the increase of cotton card productivity.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 3, p. 161–163

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, MARTIE 1965, Nr. 3

Fm 126/66
LEFORDITVA

CZ 621.983.001.24

O nouă metodă de calcul pentru dimensionarea părților active ale sculelor matrițelor de ambutisare; durabilitatea sculelor

CONSTANTIN ILIESCU și GHEORGHE BONCOI

Asupra calității pieselor obținute prin ambutisare au o mare influență, în afară de alți factori, precizia dimensiunilor și corectitudinea formei geometrice.

Relațiile clasice de calcul pentru dimensionarea părților active ale sculelor unei matrițe de ambutisare, în cazul ambutisării fără subțiere, țin seamă de dimensiunile și toleranțele de execuție ale pieselor, date prin desenul de execuție, cum și de jocul dintre poanson și placa activă. Piesele ce se obțin cu o asemenea matriță sînt acceptabile, însă, cînd exigența privind precizia dimensională este sporită, trebuie să se țină seamă și de alți factori care influențează precizia de prelucrare. Dintre aceștia, mai importanți sînt : uzura părților active ale sculelor, variația grosimii materialului și arcuirea pieselor după ambutisare.

Este cunoscut faptul că, în timpul funcționării matriței, sculele acesteia se uzează făcînd ca piesele obținute ulterior să aibă, față de primele, alte dimensiuni, iar forma geometrică și calitatea suprafeței să fie diferite. După un număr mare de ambutisări, se uzează practic numai placa activă, uzura poansonului fiind neglijabilă (de ordinul 0,005 – 0,015 mm). Datorită stării presei, de cele mai multe ori uzura plăcii active este neuniformă. În plus, pe suprafața de lucru a plăcii active apar unele defecte care se copiază pe suprafața exterioară a piesei, influențîndu-i calitatea.

Pentru un număr egal de ambutisări, uzura plăcii active este mult mai mare în cazul ambutisării pieselor din material gros decît în cazul ambutisării pieselor din material subțire.

Uzura admisibilă a plăcii active în funcție de grosimea materialului semifabricatului, cînd cîmpul de toleranță al piesei permite, este dată în tabela 1.

Datorită eforturilor mari ce apar în material la ambutisare, ca urmare a acțiunii poansonului, grosimea pereților laterali ai pieselor se micșorează, iar datorită deformației materialului flanșei semifabricatului, acesta are tendința de a se îngroșa.

Variația grosimii materialului la piesele fără flanșă sau la cele cu flanșă apare în figura 1,a și b.

Tabela 1

Grosimea materialului, mm	0,5	0,5 – 1,0	1,0 – 1,5	1,5 – 2,0	2,0 – 2,5	2,5 – 3,0	3,0 – 3,5	3,5 – 4,0	4,0 – 4,5	4,5 – 5,0
Uzura admisibilă	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,50

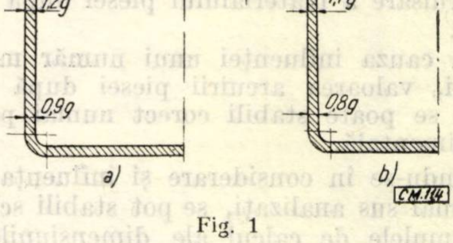


Fig. 1

Subțierea maximă a grosimii pereților laterali se produce deasupra racordării acestora cu fundul piesei. S-a constatat experimental că subţierea în această zonă poate ajunge pînă la 0,18—0,20 din grosime, fără să aibă loc ruperea materialului.

Întrucît la ambutisare materialul se trage pe poanson, subţierea pereţilor laterali va influenţa totdeauna numai dimensiunile conturului exterior al piesei. Îngroşarea maximă a materialului apare către marginea superioară a piesei cave sau, cînd piesa are flanşă, îngroşarea maximă rezultă pe flanşă şi în zona de racordare a acesteia cu pereţii laterali. Dacă operaţia de ambutisare nu este urmată de o operaţie de calibrare, se poate admite o îngroşare a materialului de maximum 0,2 g (g este grosimea materialului). Această mărime trebuie cunoscută cînd se impune dimensiunea conturului interior, întrucît îngroşarea face ca, în partea superioară a piesei cave, materialul să fie dirijat către poanson.

Arcuirea pieselor după ambutisare reprezintă cel mai important factor care influenţează precizia dimensională şi corectitudinea formei geometrice a piesei. Cînd piesele confecţionate prin ambutisare nu necesită respectarea riguroasă a dimensiunilor şi formei geometrice, arcuirea nu prezintă importanţă; cînd însă acestea trebuie realizate în limite de toleranţă foarte strînse, atunci arcuirea trebuie luată în considerare.

Sînt foarte dese cazurile cînd, în practică, dimensiunea exterioară a unei piese obţinute prin ambutisare depăşeşte dimensiunea interioară a plăcii active cu o valoare de ordinul zecimilor de milimetru sau chiar al milimetrilor, dacă uzura plăcilor active este foarte mare şi precizia produsului permite. Aceasta reprezintă un indice care arată că totdeauna, pentru obţinerea unei anumite dimensiuni a piesei, trebuie stabilite corect dimensiunile plăcii active şi ale poansonului.

Mărimea arcuirii pieselor după ambutisare este funcţie de mai mulţi factori, dintre care cei mai importanţi sînt: natura şi grosimea materialului; starea iniţială a semifabricatului; forma şi dimensiunile piesei de ambutisat; coeficientul de ambutisare (gradul de deformare); raza de rotunjire a muchiei poansonului; raza de rotunjire a muchiei plăcii active; jocul dintre poanson şi placa activă; gradul de ecruisare a materialului piesei după ambutisare.

Din cauza influenţei unui număr mare de factori, valoarea arcuirii piesei după ambutisare se poate stabili corect numai pe bază experimentală.

Luîndu-se în considerare şi influenţa factorilor mai sus analizaţi, se pot stabili schemele şi formulele de calcul ale dimensiunilor plăcilor active şi poansoanelor matriţelor de ambutisare, cînd se cunosc dimensiunile şi toleranţele de execuţie ale pieselor. Dimensiunea principală a piesei putînd fi interioară sau exterioară, apar două cazuri: cînd dimensiunea nominală a piesei coincide cu dimensiunea sa exterioară (fig. 2,a) şi cazul cînd dimensiunea nominală a piesei coincide cu dimensiunea sa interioară (fig. 3, a).

În figurile 2, b şi 3, b apar schemele de calcul pentru dimensiunile poansonului şi plăcii active cînd se impune asigurarea dimensiunilor exterioare, respectiv interioare.

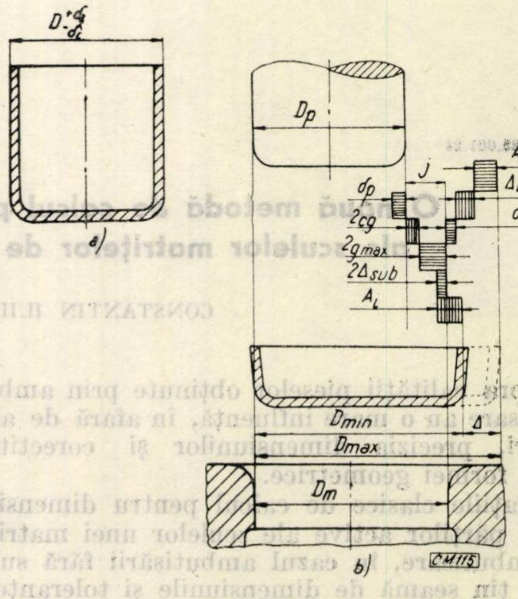


Fig. 2

În schemele prezentate se utilizează următoarele notaţii:

D — dimensiunea nominală a conturului exterior al piesei;
d — dimensiunea nominală a conturului interior al piesei;
δ_s — abaterea superioară de la dimensiunea nominală a piesei;
δ_i — abaterea inferioară de la dimensiunea nominală a piesei;
D_m, D_p — dimensiunea nominală a plăcii active, respectiv a poansonului, cînd se impune respectarea dimensiunii exterioare a piesei;
d_m, d_p — dimensiunea nominală a plăcii active, respectiv a poansonului, cînd se impune respectarea dimensiunii interioare a piesei;
δ_m — toleranţa de execuţie a plăcii active;
δ_p — toleranţa de execuţie a poansonului;
cg — cota parte din jocul unilateral dintre poanson şi placa activă;
g_{max} — grosimea maximă a materialului semifabricatului;
Δ — toleranţa de execuţie a piesei;
Δ_{sub} — subţierea maximă a pereţilor laterali ai piesei;

Δ_{ing} — îngroșarea maximă a pereților laterali ai piesei;
j — jocul total dintre poanson și placa activă;
A_i — arcuirea în secțiunea inferioară a piesei după ambutisare;
A_s — arcuirea în secțiunea superioară a piesei după ambutisare;
Δ_{um} — uzura admisibilă a plăcii active (a cărei valoare depinde de mărimea toleranței de execuție a piesei și de alți factori);
D_{min}, D_{max} — dimensiunea exterioară minimă, respectiv maximă, a piesei;
d_{min}, d_{max} — dimensiunea interioară minimă, respectiv maximă, a piesei.

Deoarece în procesul de ambutisare, în mod practic, se uzează numai placa activă, determinînd mărirea dimensiunilor piesei, la dimensionarea părților active ale sculelor matriței de ambutisare se va pleca totdeauna de la dimensiunea minimă a piesei, indiferent dacă dimensiunea nominală a acesteia coincide cu dimensiunea sa interioară sau cu cea exterioară. Se observă deci că, la ambutisare, nu mai este valabilă întrutotul regula care stă la baza dimensionării poansoanelor și plăcilor active în cazul decupării și perforării.

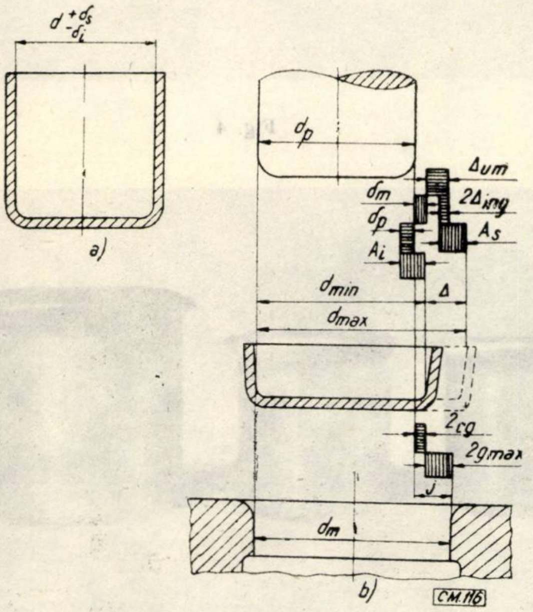


Fig. 3

În ambele cazuri deci, formulele de calcul pentru dimensionarea poansoanelor și plăcilor active la ambutisare se stabilesc plecîndu-se de la dimensiunea minimă a piesei și considerîndu-se cîmpul total al abaterilor dimensiunilor (fig. 2, b și 3, b).

Cînd dimensiunea nominală coincide cu dimensiunea exterioară a piesei (fig. 2, b), se stabilește în primul rînd dimensiunea plăcii active:

$$D_m = (D_{min} - A_i + 2 \cdot \Delta_{sub})_0^{+\delta_m} \quad (1)$$

sau:

$$D_m = (D - \delta_i - A_i + 2 \cdot \Delta_{sub})_0^{+\delta_m}. \quad (2)$$

Cunoscîndu-se dimensiunea plăcii active și jocul, se poate stabili și dimensiunea poansonului:

$$D_p = (D_m - j)^0_{-\delta_p}. \quad (3)$$

Ținînd seamă de expresiile lui D_m și j se obține:

$$D_p = [D_i - \delta_i - A_i + 2 \cdot \Delta_{sub} - 2(g_{max} + cg)]^0_{-\delta_p}$$ (3.a)

sau:

$$D_p = [D - \delta_i - A_i - 2\,(g_{max} + cg - \Delta_{sub})]^0_{-\delta_p}. \quad (4)$$

Cînd dimensiunea nominală a piesei coincide cu dimensiunea sa interioară (fig. 3,b), se stabilește întîi dimensiunea poansonului și apoi, în funcție de valoarea acesteia și a jocului, dimensiunea plăcii active.

Deci:

$$d_p = (d_{min} - A_i + \delta_p)^0_{-\delta_p} \quad (5)$$

sau:

$$d_p = (d - \delta_i - A_i + \delta_p)^0_{-\delta_p} \quad (6)$$

și:

$$d_m = (d_p + j)_0^{+\delta_m}; \quad (7)$$

rezultă:

$$d_m = [d + \delta_p + 2\,(g_{max} + cg) - \delta_i - A_i]_0^{+\delta_m}. \quad (8)$$

Aceste formule de calcul corespund modului real de desfășurare a procesului tehnologic la ambutisare. În acest fel se pot determina mai exact dimensiunile părților active ale sculelor matriței de ambutisare, asigurîndu-se un cîmp de uzură mai mare pentru placa activă.

Analizînd formulele deduse se observă că arcuirea din partea superioară a piesei nu afectează dimensiunile poansonului și plăcii active. Această arcuire prezintă însă o mare importanță în ce privește dimensiunea maximă a piesei, după care matrița de ambutisare este scoasă din uz.

În funcție de dimensiunea inițială a plăcii active, de mărimea toleranței de execuție a acesteia, de variația grosimii și de arcuirea maximă a piesei se pot stabili uzura admisibilă a plăcii active și implicit durata de utilizare a matriței de ambutisare. Adică se poate stabili încă din faza de proiectare, prin comparație cu datele practice cunoscute, dacă, pentru o anumită toleranță de execuție a pieselor, matrița de ambutisare respectivă corespunde volumului de producție dat.

Uzura admisibilă a plăcii active cînd dimensiunea nominală a piesei coincide cu dimensiunea sa exterioară se determină astfel (fig. 2,b):

$$\begin{gathered} A_s + \Delta_{um} + \delta_m = D_{max} - D_m; \\ D_{max} - D_m = D_{max} - D_{min} + A_i - 2\,\Delta_{sub}, \end{gathered} \quad (9)$$

însă :

$$D_{max} - D_{min} = \delta_s + \delta_i = \Delta \qquad (9.a)$$

şi deci :

$$A_s + \Delta_{um} + \delta_m = \Delta + A_i - 2\,\Delta_{sub}. \qquad (9.b)$$

Rezultă :

$$\Delta_{um} = \Delta - (A_s - A_i) - 2\,\Delta_{sub} - \delta_m. \quad (10)$$

Cînd dimensiunea nominală a piesei coincide cu dimensiunea sa interioară (fig. 3,b), uzura admisibilă a plăcii active se calculează în felul următor :

$$A_s - 2\,\Delta_{ing} + \Delta_{um} + \delta_m = d_{max} - d_p\,; \quad (11)$$

$$d_{max} - d_p = d_{max} - d_{min} + A_i - \delta_p.$$

Cum însă :

$$d_{max} - d_{min} = \Delta, \qquad (11.a)$$

rezultă :

$$A_s - 2\,\Delta_{ing} + \Delta_{um} + \delta_m = \Delta + A_i - \delta_p, \qquad (11.b)$$

de unde :

$$\Delta_{um} = \Delta + 2\,\Delta_{ing} - (A_s - A_i) - (\delta_m + \delta_p). \quad (12)$$

Din formulele pentru calculul uzurii admisibile a plăcii active (10) şi (12) se observă că subţierea materialului influenţează negativ asupra dimensiunii exterioare a piesei, iar îngroşarea influenţează pozitiv dimensiunea interioară a acesteia. Se demonstrează astfel analitic observaţiile practice prezentate iniţial.

Se mai constată că durata de funcţionare a matriţei de ambutisare, adică uzura plăcii active, este influenţată de mărimea diferenţei dintre arcuirea din partea superioară şi cea din partea inferioară a piesei. În plus, arcuirea din partea inferioară influenţează direct mărimea dimensiunilor iniţiale ale plăcii active şi poansonului. În sfîrşit, durata de serviciu a matriţei de ambutisare este cu atît mai mare, cu cît toleranţele de execuţie ale plăcii active şi poansonului vor fi mai mici, adică cu cît acestea vor fi mai precis prelucrate.

În formulele prezentate s-a considerat, pe baza observaţiilor şi măsurărilor practice, că arcuirea din partea superioară a piesei este mai mare decît cea din partea sa inferioară. Trebuie subliniat însă că în cazul pieselor cu flanşă, arcuirea maximă poate apărea în altă secţiune a piesei. Deci pentru ca relaţiile de calcul stabilite mai sus să ducă la rezultate concludente trebuie determinată arcuirea maximă.

Analizînd formulele de mai sus se constată că sînt cunoscute valorile tuturor termenilor, în afară de arcuirea piesei.

Arcuirea pieselor după ambutisare s-a determinat experimental. În acest scop s-au făcut măsurări asupra unor serii de piese, diferite ca material şi dimensiuni, produse de unele uzine din regiunea Braşov. Datele obţinute sînt concludente deoarece reflectă concret condiţiile desfăşurării procesului tehnologic de ambutisare.

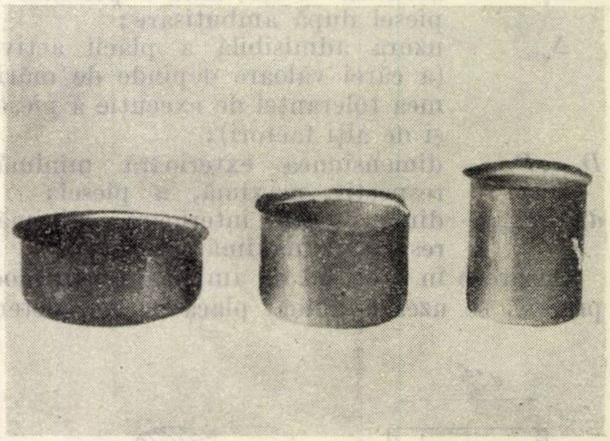


Fig. 4

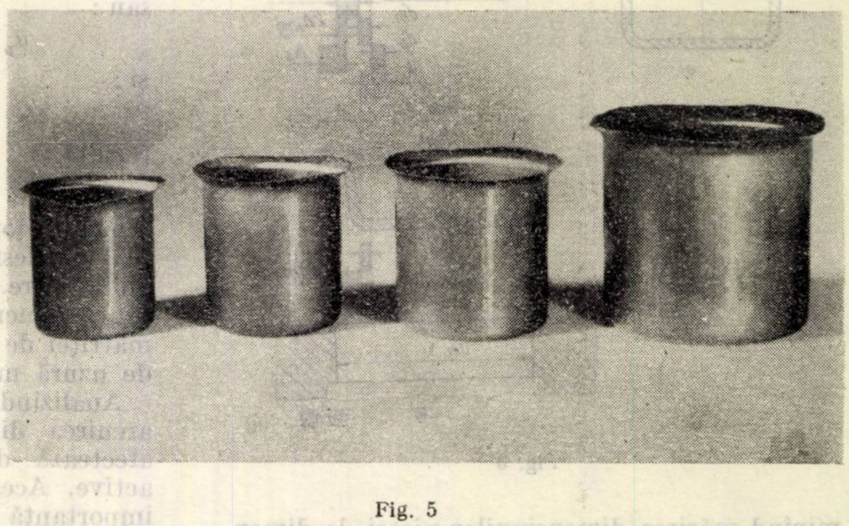


Fig. 5

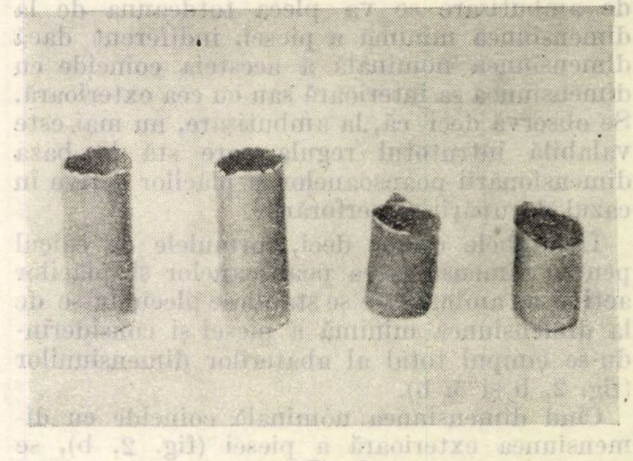


Fig. 6

Pentru a se constata influenţa unui număr cît mai mare de factori asupra arcuirii s-au făcut măsurări asupra următoarelor categorii de piese :

— piese din oţel TD cu flanşă mică de diferite dimensiuni (fig. 4 şi 5);

— piese din diferite materiale şi de diferite dimensiuni fără flanşă (fig. 6 şi 7).

Măsurările efectuate au arătat că arcuirea pieselor fără flanşă diferă de arcuirea pieselor cu flanşă chiar şi cînd aceasta este foarte mică. În figura 8, a este reprezentată diagrama de variaţie a arcuirii în funcţie de înălţime, pentru diferite grosimi de material la piesele cu flanşă mică, iar în figura 8, b, aceeaşi diagramă, însă pentru piesele fără flanşă.

Din diagramele ce apar în figura 8 se constată că, la piesele fără flanşă, arcuirea maximă apare în partea superioară, iar arcuirea minimă, în partea inferioară. Prezenţa flanşei (fig. 8, a) face ca forma piesei după ambutisare să fie diferită de a pieselor fără flanşă, arcuirea maximă a piesei fiind nu în partea superioară, ci la o distanţă de la fund de 0,3—0,4 din înălţime. Arcuirea minimă a acestor piese apare tot la partea inferioară, spre deosebire de piesele cu flanşă mare, la care arcuirea minimă, aşa cum se arată în literatura tehnică de specialitate, rezultă la partea superioară.

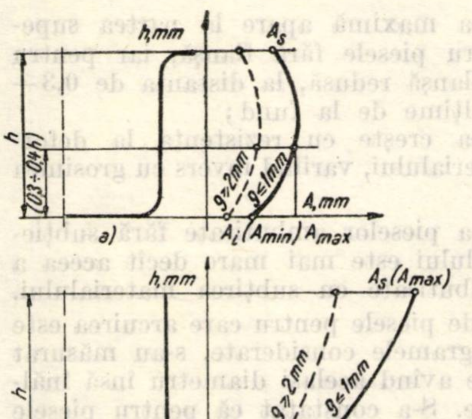


Fig. 8

În figura 9 este reprezentată variaţia arcuirii în funcţie de diametru la diferite înălţimi faţă de fund pentru piese din oţel TD de aceeaşi înălţime şi avînd o flanşă redusă. Grosimea materialului pentru piesele considerate a fost de 0,4—1 şi 2—3 mm. Diagrama arată că, la piesele cu flanşă mică, arcuirea minimă apare la partea inferioară, iar cea maximă, la distanţa de 0,3—4 din înălţime. Tot din diagramă se observă că arcuirea pieselor din material cu grosimea mică este mai mare decît arcuirea pieselor din material mai gros şi că, în ambele cazuri, arcuirea creşte cu diametrul.

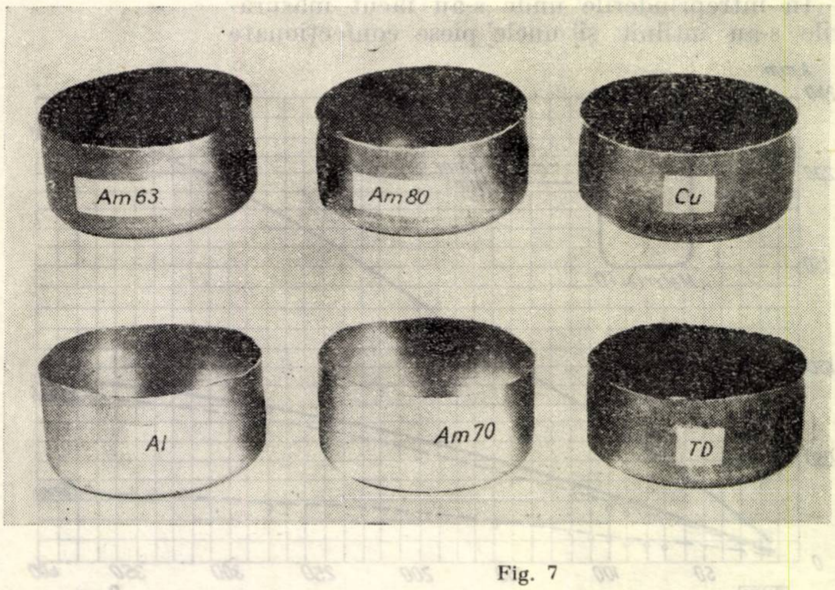


Fig. 7

În figura 10 este reprezentată variaţia arcuirii în funcţie de diametru, măsurată la partea superioară şi inferioară pentru piese de aceeaşi înălţime, fără flanşă, din oţel TD, grosimea materialului fiind de 0,4—1 şi 2—3 mm.

Din diagramă rezultă că arcuirea maximă apare la partea superioară, iar cea minimă la partea inferioară, şi că piesele din material subţire arcuiesc mai mult decît cele din material gros. Arcuirea creşte cu diametrul.

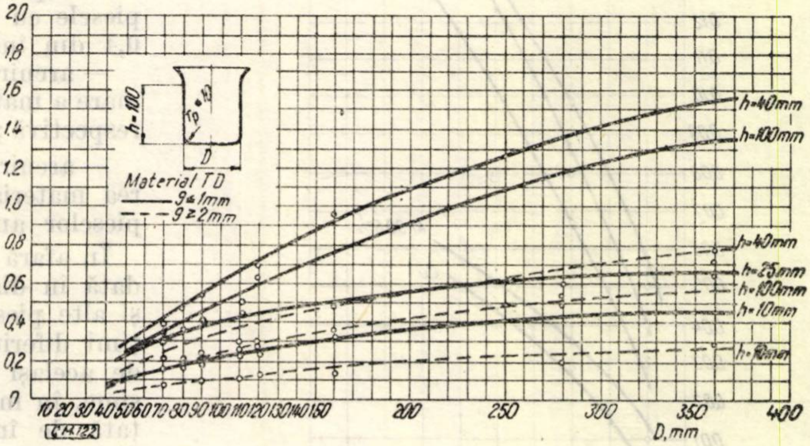


Fig. 9

În diagrama din figura 11 sînt trasate curbele de variaţie a arcuirii în funcţie de înălţime, pentru piese cu aceleaşi dimensiuni ($d=58$ mm; $h=30$ mm; $g=0,6$ mm), confecţionate din materiale diferite cu aceeaşi matriţă de ambutisare. Din diagramă se constată că piesele din alamă arcuiesc mai mult decît cele din oţel moale *TD*, cele din aluminiu şi cupru prezentînd arcuiri foarte mici.

În întreprinderile unde s-au făcut măsurările s-au întîlnit şi unele piese confecţionate prin ambutisare cu subţierea materialului. Măsurarea acestora a permis trasarea unei diagrame care arată că arcuirea pieselor ambutisate cu subţierea materialului urmează aceleaşi legi de variaţie ca şi la piesele ambutisate fără subţierea materialului, deosebirea constînd în faptul că arcuirea este mult mai mică (fig. 12), aproximativ de cinci ori.

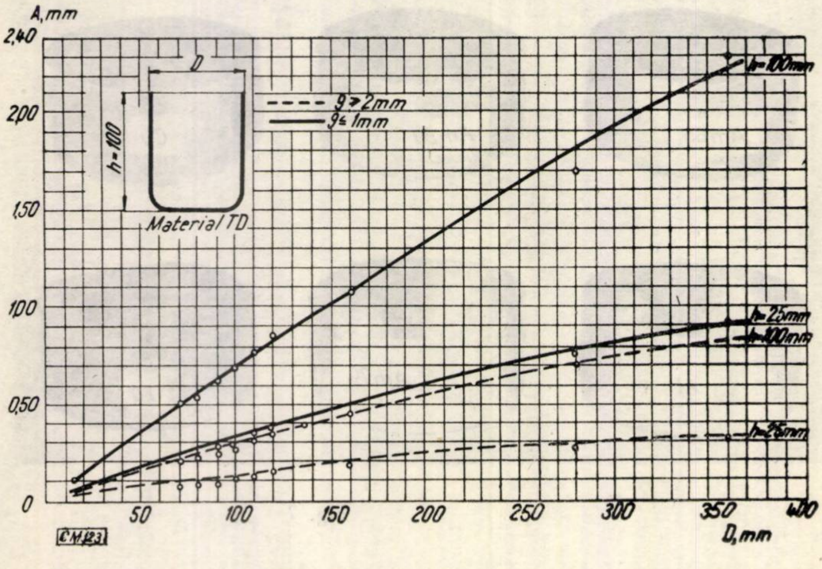


Fig. 10

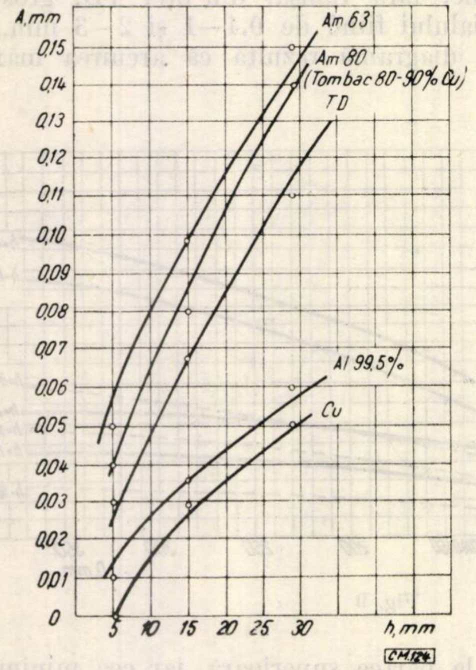


Fig. 11

Pe baza rezultatelor obţinute se desprind următoarele concluzii:

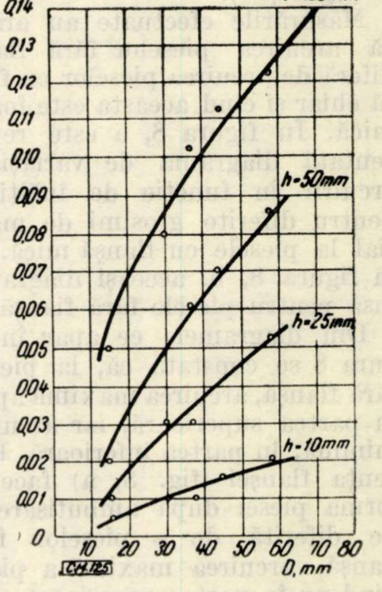


Fig. 12

— arcuirea creşte cu diametrul şi cu înălţimea piesei ambutisate:

— arcuirea minimă pentru piesele fără flanşă şi pentru cele cu flanşă redusă apare la partea inferioară;

— arcuirea maximă apare la partea superioară pentru piesele fără flanşă, iar pentru piesele cu flanşă redusă, la distanţa de 0,3—0,4 din înălţime de la fund;

— arcuirea creşte cu rezistenţa la deformare a materialului, variind invers cu grosimea respectivă;

— arcuirea pieselor ambutisate fără subţierea materialului este mai mare decît aceea a pieselor ambutisate cu subţirea materialului.

În afară de piesele pentru care arcuirea este dată în diagramele considerate, s-au măsurat şi alte piese avînd acelaşi diametru însă înălţimi diferite. S-a constatat că pentru piesele de acelaşi diametru, material şi aceeaşi grosime, în mod practic arcuirea nu este influenţată de înălţimea respectivă. În consecinţă, diagramele prezentate pot fi utilizate şi pentru piese de înălţime diferită de cea nominală pentru care au fost construite.

---

[1] *Romanovschi, V. P.* Îndrumător pentru presarea la rece. Moscova, Maşghiz, 1954.

[2] *Kopanevici, E. G.* Tocinosti izgotovlenia zagotovoc. Moscova, Maşghiz, 1963.

CZ 621.928.23-272.2

Dimensionarea arcurilor elicoidale la sitele vibratoare cu volant de inerție

MARIUS MUNTEANU

Utilajele pentru sortarea materialelor granuloase au o largă utilizare îndeosebi în trei mari ramuri industriale: chimică, minieră și alimentară. Importanța calității sortării pentru prelucrările ulterioare, cantitatea mare de energie consumată în decursul operației de sortare, prezența vibrațiilor transmise fundațiilor, zgomotul în exploatare al unor tipuri de utilaje etc., ridică problema proiectării și construirii de utilaje cu parametrii de funcționare optimi.

Din marea varietate de tipuri bazate pe scuturarea mecanică a materialelor pulverulente, se impun cu precădere în practica mondială sitele vibratoare cu volant de inerție. Utilajele respective prezintă multiple avantaje față de ciururile rotative sau de sitele construite după alte principii:

— la sortarea materialelor de granulații mici și mijlocii se obține un coeficient de calitate de 90–95%, chiar și în cele mai grele condiții de lucru;

— prezintă o mare simplitate a construcției și un gabarit redus spre deosebire de complexitatea constructivă a sitelor oscilante;

— nu necesită o echilibrare pretențioasă a maselor în mișcare ca în cazul sitelor giratorii;

— funcționează liniștit, fără zgomot, existînd posibilitatea ca prin dimensionarea elementelor elastice să se realizeze o scuturare energică sau mai puțin energică a materialului:

— se pot monta pe planșee sau suspendate deoarece nu necesită fundații deosebite, vibrațiile fiind preluate de elementele elastice;

— pot atinge debite mari pînă la 300 t/h.

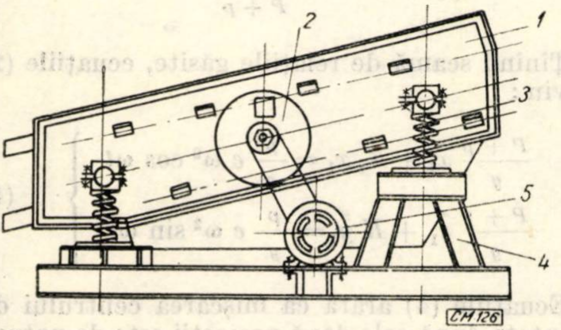


Fig. 1.

În figura 1 se disting subansamblurile principale ale unei site vibratoare cu volant de inerție. Pe cadrul *1* sînt montate una sau mai multe site, cum și jgheaburile pentru deversarea materialului. Întregul cadru execută, împreună cu materialul de pe site, o mișcare vibratorie. Pe axul antrenat *2* sînt montați cei doi volanți de inerție dispuși simetric față de axa de simetrie a sitei; axul *2* este montat rigid pe cadrul mobil. Elementele elastice *3*, în general patru arcuri elicoidale, sînt dispuse simetric față de centrul de greutate al cadrului sitei. Cadrul mobil se sprijină pe batiul *4* prin intermediul elementelor elastice. Axul vibrator este antrenat de electromotorul *5* printr-un cuplaj elastic sau prin curele trapezoidale.

Vibrațiile sînt determinate de forțele centrifuge ale contragreutăților volanților. Traiectoriile punctelor cadrului și amplitudinea mișcării respective sînt determinate de forțele de dezechilibru și de reacțiunile elastice ale arcurilor.

În continuare, se propune o metodă de dimensionare a elementelor elastice astfel încît, în funcție de ceilalți parametri, condițiile de funcționare impuse să fie respectate. Trebuie menționat că literatura de specialitate indică sumar metode de calcul aproximativ, insuficiente în proiectarea curentă.

Rezultă necesitatea stabilirii experimentale a parametrilor nedeterminați teoretic, fapt ce reprezintă un evident dezavantaj, întrucît uzinele constructoare nu au secții specializate în acest domeniu, neexistînd încă o tipizare a sitelor. Studiul de față reprezintă o contribuție la remedierea acestui dezavantaj, încercînd să stabilească teoretic elementele necesare proiectării arcurilor elicoidale.

Considerînd parametrii impuși, prin aplicarea calculului probabilităților în cadrul teoriei fizice a materialelor pulverulente se pot determina cu suficientă aproximație suprafața utilă a sitei în funcție de debitul cerut și apoi puterea necesară antrenării. Din practica exploatării se recomandă o amplitudine longitudinală $a = 1-3$ mm, cu o valoare limită $a_{max} = 6$ mm și o turație a motorului $n = 1\,200-2\,000$ rot/min, fără a se depăși $n_{max} = 3\,600$ rot/min sau $n_{min} = 900$ rot/min.

Se consideră ca date inițiale a, n și P (greutatea organelor mobile ale sitei). Influența masei asupra oscilațiilor elastice nu depinde de așezarea ei, ci numai de mărime și, în consecință, în figura 2 apar următoarele notații:

P — greutatea organelor în mișcarea vibratorie inclusiv greutatea stratului de material aflat permanent pe sită;

p — greutatea celor două contragreutăți dispuse simetric pe volanții axului de antrenare, excentricitățile lor fiind nedefazate;

e — excentricitatea contragreutății volantului;

a — amplitudinea longitudinală a mişcării vibratorii;

b — amplitudinea transversală a mişcării vibratorii;

n — turaţia axului antrenat;

F_c — forţa centrifugă a contragreutăţii p, datorită turaţiei n.

Se scriu iniţial ecuaţiile mişcării centrului de inerţie, după care se stabilesc ecuaţiile mişcării centrului de greutate a organelor în mişcarea vibratorie, respectiv a cadrului sitei.

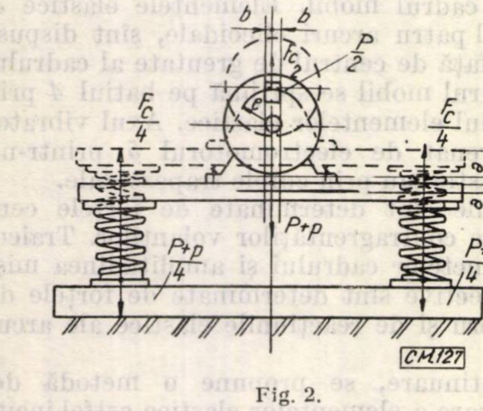


Fig. 2.

Considerînd figura 3, se notează:

$0\ (x_1,\ y_1)$ — centrul de greutate a organelor în mişcare vibratorie;

$G\ (x_p,\ y_p)$ — centrul de greutate a contragreutăţii;

$C\ (x_c,\ y_c)$ — centrul de inerţie.

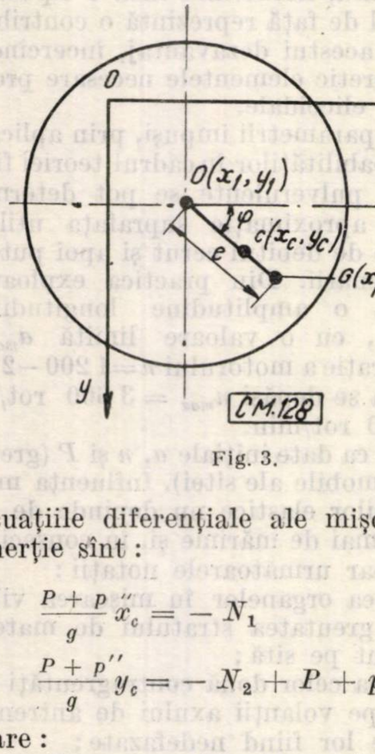


Fig. 3.

Ecuaţiile diferenţiale ale mişcării centrului de inerţie sînt:

$$\left.\begin{aligned}\frac{P+p}{g}\ddot{x}_c &= -N_1\\ \frac{P+p''}{g}y_c &= -N_2+P+p,\end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

în care:

$N_1 = K_t\ x_1$ — rezistenţa opusă de arcuri mişcării după direcţia transversală;

$N_2 = K\ (y_1 + \delta_{st})$ — rezistenţa opusă de arcuri mişcării după direcţia longitudinală;

K_t — constanta de elasticitate transversală a arcurilor;

K — constanta de elasticitate longitudinală a arcurilor;

δ_{st} — săgeata statică datorită greutăţii $P + p$.

Dar $K = \frac{P+p}{\delta_{st}}$ şi deci ecuaţiile (1) devin:

$$\left.\begin{aligned}\frac{P+p}{g}\ddot{x}_c &= -K_t\,x_1\\ \frac{P+p}{g}\ddot{y}_c &= -K\,y_1.\end{aligned}\right\}. \qquad (2)$$

Scriind coordonatele centrului de inerţie şi derivînd de două ori rezultă:

$$\ddot{x}_c = \frac{P\ddot{x}_1 + p\ddot{x}_p}{P+p};\quad \ddot{y}_c = \frac{P\ddot{y}_1 + p\ddot{y}_p}{P+p}. \qquad (3)$$

Din figura 3 se deduce:

$$x_p = x_1 + e\ \cos\varphi \text{ şi } y_p = x_1 + e\sin\varphi$$

sau:

$$x_p = x_1 + e\cos\omega t \text{ şi } y_p = y_1 + e\ \sin\omega t,$$

în care $\omega = \frac{\pi n}{30}$ (viteza unghiulară).

Derivînd relaţiile de două ori rezultă:

$$\ddot{x}_p = \ddot{x} - e\,\omega^2\ \cos\omega t;\ \ddot{y}_p = \ddot{y}_1 - e\,\omega^2\sin\omega t$$

şi înlocuind în (3) se obţine:

$$\ddot{x}_c = \frac{P\ddot{x}_1 + p\ddot{x}_1 - p\,e\ \omega^2\cos\omega t}{P+p};$$

$$\ddot{y}_c = \frac{P\ddot{y}_1 + p\ddot{y}_1 - p\,e\ \omega^2\sin\omega t}{P+p}.$$

Ţinînd seamă de relaţiile găsite, ecuaţiile (2) devin:

$$\left.\begin{aligned}\frac{P+p}{g}\ddot{x}_1 + K_t\,x_1 &= \frac{p}{g}\,e\ \omega^2\cos\omega t\\ \frac{P+p}{g}\ddot{y}_1 + K\,\ddot{y}_1 &= \frac{p}{g}\,e\ \omega^2\sin\omega t\end{aligned}\right\}. \qquad (4)$$

Ecuaţiile (4) arată că mişcarea centrului de greutate după cele două proiecţii este de natura unei oscilaţii armonice întreţinute, forţa perturbatoare fiind forţa centrifugă, $F_c = \frac{p}{g}\,e\,\omega^2$.

Introducînd notaţiile:

$$\lambda^2 = \frac{gK}{P+p},\quad \lambda_t^2 = \frac{gK_t}{P+p} \text{ şi } h = \frac{p}{P+p}\,e\,\omega^2,$$

se obţine:

$$\left.\begin{aligned}\overset{\prime\prime}{x}_1 + \lambda_t^2\, x_1 &= h\ \cos \omega t,\\ \overset{\prime\prime}{y}_1 + \lambda^2\, y_1 &= h\ \sin \omega t,\end{aligned}\right\}, \tag{5}$$

în care:

λ reprezintă frecvenţa oscilaţiilor libere longitudinale;

λ_t — frecvenţa oscilaţiilor libere transversale ale arcurilor.

Soluţiile generale ale ecuaţiilor diferenţiale (5) sînt de forma:

$$\left.\begin{aligned}x_1 &= \alpha_1 \sin(\lambda_t t + \beta_1) + \frac{h}{\lambda_t^2 - \omega^2}\cos(\omega t + \delta_1)\\ y_1 &= \alpha_2 \sin(\lambda t + \beta_2) + \frac{h}{\lambda^2 - \omega^2}\sin(\omega t + \delta_2)\end{aligned}\right\}. \tag{6}$$

La pornirea motorului, centrul de greutate $G\,(x_1,\ y_1)$ se va mişca pe o curbă de ecuaţii parametrice (6). După stabilirea turaţiei de regim rămîn doar oscilaţiile forţate, oscilaţiile libere caracterizate prin primii termeni ai soluţiilor (6) amortizîndu-se rapid.

Considerînd $\varphi = 0$ pentru $t = 0$, deci $\delta_1 = \delta_2 = 0$, în cazul turaţiei de regim, adică al exploatării curente, relaţiile (6) devin:

$$\left.\begin{aligned}x_1 &= \frac{h}{\lambda_t^2 - \omega^2}\cos\omega t\\ y_1 &= \frac{h}{\lambda^2 - \omega^2}\sin\omega t\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

şi eliminînd parametrul t se găseşte:

$$\frac{y_1^2}{\left(\frac{h}{\omega^2 - \lambda^2}\right)^2} + \frac{x_1^2}{\left(\frac{h}{\omega^2 - \lambda_t^2}\right)^2} = 1, \tag{8}$$

adică ecuaţia unei elipse.

Condiţiile de funcţionare ale sitei sînt date în general de inegalităţile evidente:

$$\omega > \lambda \text{ şi } \omega > \lambda_t\,.$$

Ecuaţiile (7) se pot pune sub forma:

$$\left.\begin{aligned}x_1 &= \frac{h}{\omega^2 - \lambda_t^2}\cos(\omega t - \pi)\\ y_1 &= \frac{h}{\omega^2 - \lambda^2}\sin\ (\omega t - \pi)\end{aligned}\right\}. \tag{9}$$

Forţa perturbatoare F, şi oscilaţiile forţate se găsesc întotdeauna în opoziţie de fază, diferenţa de fază fiind:

$$\varepsilon = \omega t - (\omega t - \pi) = \pi.$$

Se notează:

$a = \frac{h}{\omega^2 - \lambda^2}$ — amplitudinea mişcării oscilatorii longitudinale;

$b = \frac{h}{\omega^2 - \lambda_t^2}$ — amplitudinea mişcării oscilatorii transversale, a şi b reprezentînd semiaxele elipsei (8).

În continuare, se determină contragreutatea p necesară echilibrării dinamice a greutăţii P.

Înlăturînd elementele elastice, mişcarea centrului de inerţie va fi caracterizată de ecuaţiile diferenţiale:

$$\frac{P + p}{g}\overset{\prime\prime}{x}_c = 0 \text{ şi } \frac{P + p}{g}\overset{\prime\prime}{y}_c = P + p.$$

Substituind valorile lui $\overset{\prime\prime}{x}_c$ şi $\overset{\prime\prime}{y}_c$, se obţine:

$$\left.\begin{aligned}\overset{\prime\prime}{x}_1 &= \frac{p}{P + p}\ e\,\omega^2 \cos\omega t\\ \overset{\prime\prime}{y}_1 &= \frac{p}{P + p}\ e\,\omega^2 \sin\omega t + g\end{aligned}\right\}. \tag{11}$$

Soluţiile generale ale ecuaţiilor diferenţiale (11) sînt:

$$\left.\begin{aligned}x_1 &= -\frac{p}{P + p}\ e\cos\omega t + C_1 t + C_2\\ y_1 &= -\frac{p}{P + p}\ e\sin\omega t + \frac{gt^2}{2} + C_1' t + C_2',\end{aligned}\right\}, \tag{12}$$

unde C_1, C_2, C_1', C_2' sînt constante de integrare.

Punînd condiţiile iniţiale $t=0$, $\overset{\prime}{x}_1 = 0$; $\overset{\prime}{y}_1 = 0$ şi alegînd convenabil originea sistemului de referinţă, se obţine:

$$C_1 = 0,\ C_1' = \frac{p}{P + p}\,.\,e\,\omega \text{ şi } C_2 = C_2' = 0.$$

Soluţiile (12) devin:

$$\left.\begin{aligned}x_1 &= \frac{p}{P + p}\ e\cos(\omega t - \pi)\\ y_1 &= \frac{p}{P + p}\,e\sin(\omega t - \pi) + \frac{gt^2}{2} + \frac{p}{P + p}\,e\,\omega t\end{aligned}\right\}. \tag{13}$$

Cînd $e = 0$, corpul execută o cădere liberă.

Cînd $e \neq 0$, centrul de greutate descrie cercuri de rază $r = \frac{p}{P + p}\cdot e$ în timpul căderii libere.

Introducînd legături ideale care să se opună căderii libere, dar care să nu influenţeze mişcarea oscilatorie, din ecuaţiile (13) vor rămîne doar primii termeni ce caracterizează mişcarea circulară a centrului de greutate. Vom considera iniţial numai mişcările oscilatorii după verticală, amplitudinea a fiind amplitudinea esenţială a mişcării vibratorii.

Pentru arcurile ideale $a = r$. Rezultă:

$$a = \frac{p}{P + p}\ e$$

sau:

$$a\,(P + p) = p\,e, \tag{14}$$

adică tocmai relația de echilibrare a maselor.

De aici :

$$p = a\frac{P}{e-a}$$

sau :

$$p \simeq a\frac{P}{e} \quad \text{deoarece } e \gg a;$$

p reprezintă contragreutatea necesară echilibrării organelor mobile în situația arcurilor ideale.

Excentricitatea e se stabilește constructiv.

Cînd fenomenul de autocentrare, datorită turației mari, influențează valoarea e, se corectează acesta în consecință.

În cazul arcurilor reale

$$a = \varepsilon r, \qquad (15)$$

unde $\varepsilon > 1$ datorită impulsului suplimentar imprimat de forța elastică a arcurilor.

Deci :

$$\frac{h}{\omega^2-\lambda^2} = \varepsilon\frac{p}{P+p}e$$

sau :

$$\frac{p}{P+p}e\frac{\omega^2}{\omega^2-\lambda^2} = \varepsilon\frac{p}{P+p}e.$$

Rezultă :

$$\varepsilon = \frac{\omega^2}{\omega^2-\lambda^2}, \qquad (16)$$

adică tocmai coeficientul dinamic.

Particularizînd, pentru arcurile ideale $\lambda = 0$ rezultă $\varepsilon = 1$.

Din (15) se deduce imediat :

$$p_n = \frac{aP}{\varepsilon e - a} \text{ sau } p_n \simeq \frac{aP}{\varepsilon e}, \qquad (17)$$

unde p_n reprezintă contragreutatea necesară în cazul arcurilor reale. Se stabilește în continuare un domeniu practic utilizabil al valorilor λ în funcție de ω.

Condiția de funcționare $\omega > \lambda$ se mai scrie :

$$\lambda = \gamma\,\omega, \qquad (18)$$

unde $\gamma < 1$.

Din (16) și (18) rezultă :

$$\gamma^2 = \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon}.$$

Dînd o serie de valori lui γ se obține o tabelă de variație pentru ε (tabela 1).

Tabela 1

γ	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{9}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{11}$	$\frac{1}{12}$	$\frac{1}{\infty}$
ε	1,142	1,125	1,111	1,10	1,0909	1

Deoarece $\lambda = f(K)$, dimensiunile arcului depind de alegerea lui γ. Se observă că pentru $\gamma > \frac{1}{8}$, ε crește rapid, iar pentru $\gamma < \frac{1}{12}$, ε scade foarte lent. Un calcul simplu de dimensionare arată că arcurile cu $\gamma > \frac{1}{8}$ sînt în general supradimensionate, iar cele avînd $\gamma < \frac{1}{12}$ sînt subdimensionate.

Se recomandă drept optim pentru dimensionarea arcurilor, intervalul :

$$\gamma = \frac{1}{8} \div \frac{1}{11},$$

unde ε este practic suficient de apropiat de 1. Arcurile utilizate pentru fundațiile utilajelor au $\gamma \geqslant \frac{1}{5}$.

Cîteva site vibratoare proiectate în cadrul IPROCHIM și apoi IPRAN – Sibiu avînd $\gamma \simeq \frac{1}{10}$ au dat rezultate bune în exploatare.

Unii autori [2] indică chiar $\gamma = 1$, adică situația fenomenului de rezonanță cînd, teoretic, $\varepsilon = \infty$. Soluția nu prezintă interes practic datorită dimensiunilor mari ale arcurilor și duratei reduse de funcționare. Alții [1] consideră o valoare arbitrară pentru γ, fără a determina influența acesteia asupra lui p, respectiv a, și apoi asupra calității cernerii.

Pentru dimensionarea arcului se procedează după cum se arată în continuare.

Din $\lambda = \sqrt{\frac{gK}{P+p}}$ și $\omega = \frac{\pi n}{30}$ rezultă :

$$K = \frac{P+p_n}{g}\cdot\frac{\pi^2 n^2 \gamma^2}{900},$$

unde p este înlocuit prin p_n. Dar :

$$K = 4\,K_0 = \frac{Gd^4}{8D^3 i}, \qquad (19)$$

deoarece sînt 4 arcuri legate în paralel,

G este coeficientul de elasticitate transversală ;

d – diametrul spirei arcului ;

D – diametrul mediu al înfășurării arcului ;

i – numărul spirelor active ;

rezultă :

$$\frac{d^4}{D^3} = \frac{(P+p_n)i\,\pi^2 n^2 \gamma^2}{450\,gG}.$$

Notînd coeficientul arcului :

$$C = \frac{D}{d}, \qquad (20)$$

rezultă :

$$d = \frac{(P+p_n)i\,\pi^2 n^2 \gamma^2 C^3}{450\,gG}. \qquad (21)$$

La proiectarea sitelor s-a utilizat curent $C = 7 \div 9$.

Pentru arcuri din oţel carbon $G = 7{,}5.10^5$ kgf/cm², relaţia (20) devine :

$$d = \frac{(P + p_n)\, n^2 \gamma^2 C^3 i}{3\,375.10^7}, \qquad (22)$$

unde d este exprimat în cm, n rot/min, g cm/s².

Se observă că amplitudinea transversală are un rol important în operaţia de cernere. Cu cît traiectoriile eliptice sînt mai mult sau mai puţin alungite, scuturarea materialului este mai mult sau mai puţin energică, deoarece acceleraţia creşte cînd raza de curbură a traiectoriei se micşorează.

Calitatea sortării depinde deci de acest factor.

În continuare, se determină numărul de spire i şi unghiul de înfăşurare α_0 a arcului, ţinînd seamă, în afară de elementele determinate, şi de mişcarea vibratorie transversală — mişcare ce depinde şi de i şi α.

Amplitudinea mişcării oscilatorii transversale fiind $b = \frac{h}{\omega^2 - \lambda_t^2}$, pentru ca traiectoria să fie eliptică va trebui ca :

$$b < a \text{ sau } b = \varphi a, \qquad (23)$$

unde $\varphi < 1$.

Expresia amplitudinii devine :

$$\frac{\omega^2 e \dfrac{p_n}{P + p_n}}{\omega^2 - \lambda_t^2} = a\,\varphi,$$

rezultînd :

$$\lambda_t^2 = \omega^2 \left[1 - \frac{e\, p_n}{a\varphi\,(P + p_n)}\right]. \qquad (23')$$

Ţinînd seamă de expresia (17), se deduce :

$$\lambda_t^2 = \omega^2 \left[1 - \frac{e}{\varphi\,(e\varepsilon + a)}\right] \text{ sau } \lambda_t^2 \simeq \omega^2 \left(1 - \frac{1}{\varphi\varepsilon}\right),$$

ţinînd seamă că $e \gg a$.

Punînd condiţia de funcţionare $\omega > \lambda_t$, se găseşte :

$$\omega^2 \left(1 - \frac{1}{\varphi\varepsilon}\right) < \omega^2;$$

rezultă :

$$\varepsilon\,\varphi > 1 \text{ sau } \varphi > \frac{1}{\varepsilon}, \qquad (24)$$

adică $\varphi < 1$, întrucît $\varepsilon > 1$.

Rezultă că însăşi condiţia de funcţionare necesită ca traiectoriile punctelor cadrului mobil să fie elipse avînd axa mare după direcţia longitudinală.

Relaţia (24) impune un criteriu de alegere a lui φ în funcţie de factorul dinamic ε.

Pentru arcurile de frecvenţă proprie joasă avînd K mic, traiectoria centrului de greutate va fi o elipsă foarte apropiată de un cerc cu raza a.

Posibilitatea mişcării pe o elipsă cu o diferenţă mai mare între semiaxe creşte o dată cu valoarea coeficientului dinamic. Rezultă că atunci cînd efectul de scuturare este primordial — ca în cazul granulaţiei mici — se vor prevedea arcuri masive cu ε mare, pentru a putea rezulta un coeficient φ cît mai mic. Se recomandă $\varphi > 0{,}8$.

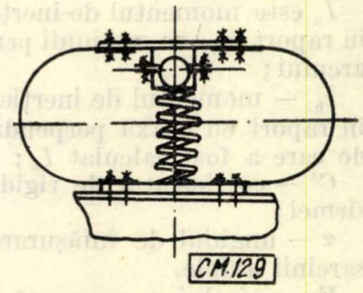


Fig. 4.

Elipse alungite se pot obţine şi fără utilizarea de arcuri elicoidale cu ε mare, printr-o construcţie ca în figura 4, amplasînd două arcuri lamelare la fiecare arc elicoidal, montate după ce arcurile elicoidale au fost pretensionate cu greutatea proprie a organelor mobile.

La adoptarea unei astfel de soluţii se va ţine seamă de corecţia introdusă de arcurile lamelare. Construcţia este foarte avantajoasă pentru scuturări puternice ale materialului, coeficientul φ putînd scădea mult chiar pentru un arc elicoidal nesupradimensionat.

Încărcarea arcului în situaţia amplitudinii transversale maxime apare în figura 5, unde b reprezintă săgeata transversală a arcului, F_t — forţa transversală, H_p — înălţimea arcului încărcat cu forţa axială.

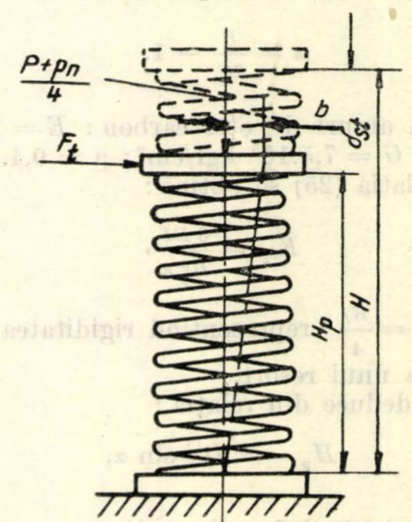


Fig. 5.

Relaţia săgeţii pentru arcul încastrat la un capăt este :

$$b = \frac{F_t H_p^3}{3} \cdot \frac{x}{E I_n}. \qquad (25)$$

$\varkappa$ reprezintă un coeficient ce caracterizează micşorarea rigidităţii faţă de rigiditatea la încovoiere a unei singure spire şi are forma :

$$\varkappa = \frac{1}{2\sin\alpha}\left[1 + \frac{I_n}{I_b}\sin^2\alpha + \frac{EI_n}{C'}\cos^2\alpha\right],$$

în care :

I_n este momentul de inerţie a secţiunii sîrmei în raport cu axa secţiunii perpendiculară pe axa arcului ;

I_b — momentul de inerţie a aceleiaşi secţiuni în raport cu o axă perpendiculară pe axa faţă de care a fost calculat I_n ;

C' — coeficientul de rigiditate la torsiune a sîrmei ;

α — unghiul de înfăşurare a arcului supus sarcinii axiale.

Expresia lui $\varkappa$ comportă un anumit grad de aproximaţie, fiind însă suficient de exactă pentru calculele de dimensionare.

Pentru secţiu e circulară :

$$I_n = I_b = \frac{\pi d^4}{64},$$

$$C' = \frac{\pi d^4}{32} G.$$

Coeficientul $\varkappa$ devine :

$$\varkappa = \frac{1}{2\sin\alpha}\left[1 + \sin^2\alpha + \frac{E}{2G}\cos^2\alpha\right] = \frac{2+\mu\cos^2\alpha}{2\sin\alpha},$$

în care :

$$\mu = \frac{E}{2G} - 1.$$

Pentru arcuri de oţel carbon : $E = 2{,}1.10^6$ kgf/cm^2 ; $G = 7{,}5.10^5$ kgf/cm^2 ; $\mu = 0{,}4$.

Din relaţia (25) se obţine :

$$K_{t_0} = \frac{3\,EI}{H_p^3\,\varkappa},$$

$K_{t_0} = \frac{F_t}{b} = \frac{K_t}{4}$ reprezentînd rigiditatea transversală a unui resort.

H_p se deduce din relaţia :

$$H_p = \pi\,D\,i\sin\alpha,$$

în care :

i este nùmărul de spire active ;

D — diametrul mediu al arcului.

Rezultă :

$$K_t = \frac{12\,EI}{\pi^3\,D^3\,i^3\left[\frac{2+\mu\cos^2\alpha}{2\sin\alpha}\sin^3\alpha\right]}$$

sau :

$$K_t = \frac{24\,Ed^4}{64\,\pi^2 D^3 i^3}\left[\frac{1}{\mu'\sin^2\alpha - \mu\sin^4\alpha}\right],$$

în care :

$$2 + \mu = \mu'.$$

Notînd $A = \frac{8}{3}\,\frac{\pi^2 D^3 i^3}{Ed^4}$, se obţine în final :

$$A\,K_t\,\mu\sin^4\alpha - A\,K_t\,\mu'\sin^2\alpha + 1 = 0. \qquad (26)$$

Soluţiile ecuaţiei (26) sînt de forma :

$$\sin^2\alpha_{1,2} = \frac{K_t\,A\,\mu' \pm \sqrt{K_t^2 A^2\mu'^2 - 4K_t\,A\,\mu}}{2\,K_t\,A\,\mu}$$

sau :

$$\sin^2\alpha_{1,2} = \frac{\mu' \pm \sqrt{\mu'^2 - \frac{4\mu}{K_t A}}}{2\mu}.$$

Observînd că $\mu' > 2\,\mu$, pentru ca relaţia să aibă sens, adică $\sin^2\alpha < 1$, se consideră numai soluţia :

$$\sin^2\alpha = \frac{\mu' - \sqrt{\mu'^2 - \frac{4\mu}{K_t A}}}{2\,\mu};$$

deci :

$$\sin\alpha = \sqrt{\frac{\mu' - \sqrt{\mu'^2 - \frac{4\,\mu}{K_t\,A}}}{2\,\mu}}, \qquad (27)$$

considerînd soluţia pozitivă.

Pentru soluţii reale trebuie în primul rînd ca :

$$\mu'^2 - \frac{4\,\mu}{K_t A} > 0.$$

În cadrul aceleiaşi condiţii şi pentru domeniul primului cadran, cînd $\sin\alpha < 1$ sau $\alpha < \frac{\pi}{2}$, trebuie satisfăcută inegalitatea :

$$\frac{\mu' - \sqrt{\mu'^2 - \frac{4\,\mu}{K_t A}}}{2\,\mu} < 1,$$

sau :

$$\mu'^2 - \frac{4\mu}{K_t A} > (\mu' - 2\,\mu)^2,$$

ultima inegalitate cuprinzînd şi pe prima.

Rezultă apoi :

$$K_t A > \frac{1}{\mu' - \mu}. \qquad (28)$$

Unghiul de înfăşurare a arcului necomprimat este :

$$\sin\alpha_0 = \frac{H_p + \delta_{st}}{\pi\,D\,i} = \sin\alpha + \frac{P + p_n}{K\,\pi\,Di} =$$

$$= \sin\alpha + \frac{8C^2(P + p_n)}{\pi d^2 G}.$$

În final :

$$\sin \alpha_0 = \frac{8C^2(P+p_n)}{\pi d^2 G} + \sqrt{\frac{\mu' - \sqrt{\mu'^2 - \frac{4\mu}{K_t A}}}{2\mu}}. \quad (29)$$

Practic, se utilizează arcuri de secţiune circulară cu unghi de înfăşurare mic, $\alpha \leqslant 7°$.

Momentul încovoietor în spiră fiind neglijabil faţă de momentul de torsiune, rezistenţa la oboseală a arcului va fi mai mare. Considerînd că sub acţiunea forţei axiale unghiul de înfăşurare α_0 se micşorează în medie cu aproximativ 1°, pentru $\alpha \leqslant 6°$ condiţia (28) devine :

$$K_t A \geqslant \frac{10^5}{110\mu' - 12{,}1\,\mu}.$$

Din relaţia $\lambda_t^2 = \frac{gK_t}{P + p_n}$ rezultă $K_t = \frac{\lambda_t^2}{g}(P + p_n)$.

Înlocuind λ_t şi p_n în funcţie de relaţiile (23′) şi (17) se găseşte :

$$K_t = \frac{\omega^2 Pe}{g\varphi\ (\varepsilon e - a)}\,[\varepsilon\,\varphi - 1].$$

Formînd produsul $K_t A$, inegalitatea (28) devine :

$$\frac{8\pi^2 D^3 i^3}{3\,Ed^4} \cdot \frac{\omega^2 Pe\,[\varepsilon\varphi - 1]}{g\varphi\,[\varepsilon e - a]} \geqslant \frac{10^5}{110\,\mu' - 12{,}1\,\mu}.$$

Explicitînd i numărul de spire :

$$i \geqslant \sqrt[3]{\frac{3.10^5\,Edg\,\varphi(\varepsilon e - a)}{8\pi^2 C^3 \omega^2 Pe(\varepsilon\varphi - 1)(110\,\mu' - 12{,}1\,\mu)}}$$

sau :

$$i \geqslant \frac{5}{C}\sqrt[3]{\frac{300\,E\,dg\,\varphi\,(\varepsilon e - a)}{\pi^2 \omega^2 Pe\,(\varepsilon\varphi - 1)\,(110\,\mu' - 12{,}1\,\mu)}}.$$

Introducîndu-se turaţia în locul vitezei unghiulare, se obţine :

$$i \geqslant \frac{150}{\pi C}\sqrt[3]{\frac{10\,E\,dg\,\varphi\,(\varepsilon e - a)}{\pi\,n^2\,Pe\,(\varepsilon\varphi - 1)\,(110\,\mu' - 12{,}1\,\mu)}}. \quad (30)$$

Cu ultima relaţie se determină numărul minim de spire ale arcului elicoidal — valoare de care se va ţine seamă la alegerea numărului definitiv de spire indicat şi de consideraţii constructive. După stabilirea numărului de spire i, se calculează α_0 cu relaţia (29).

Pentru arcuri de oţel carbon, relaţiile (29) şi (30) devin :

$$\sin \alpha_0 = 3{,}39\,\frac{C^2(P + p_n)}{10^6\,d^2} + \sqrt{\frac{2{,}4 - \sqrt{5{,}76 - \frac{1{,}6}{K_t A}}}{0{,}8}}, \quad (31)$$

unde :

$$K_t A = \frac{4{,}081}{10^7}\,C^3\,i^3\,n^2\,P\frac{e}{d\varphi}\left[\frac{\varphi\varepsilon - 1}{\varepsilon e - a}\right];$$

rezultă :

$$i \geqslant \frac{150}{\pi C}\sqrt[3]{25{,}3\,\frac{d\varphi\,(\varepsilon e - a)}{Pn^2 e\,(\varphi\varepsilon - 1)}}, \quad (32)$$

în care d, e şi a sînt exprimate în cm.

După dimensionarea din punct de vedere funcţional şi constructiv, arcurile elicoidale se vor verifica la oboseală după una dintre metodele cunoscute.

[1] *Levenson, L. B.* Maşini şi instalaţii de concasare şi sortare pentru prelucrarea pietrei. Bucureşti, IDT, 1956.

[2] *Axionov, N. I.* Ausrüstung von Giesserei. Berlin, 1952.

[3] *Buzdugan, Gh.* Fundaţii de maşini. Bucureşti, Ed. tehnică, 1960.

[4] *Zukowski, St.* Arcuri. Bucureşti, IDT, 1956.

[5] *Ponomariov, D.* Calculul modern de rezistenţă în construcţia de maşini. Bucureşti, Ed. tehnică, 1963.

CZ 621-7

Căile pentru mărirea siguranţei şi durabilităţii maşinilor

D. REŞETOV
Institutul Baumann—Moscova

Dezvoltarea tehnicii în cele mai importante domenii ale automatizării complexe a producţiei, intensificarea proceselor tehnologice, ridicarea nivelului de echipare energetică a muncii, concentrarea capacităţilor sînt limitate de cerinţele impuse de siguranţa în funcţionare.

Mijloacele tehnice moderne constau în numeroase mecanisme, aparate, care lucrează împreună. Defectarea numai a unui singur element al acestui sistem duce la ieşirea din uz a întregului complex, la timpi morţi pentru un vast complex de utilaje, iar uneori la avarii.

În toate ţările industriale care dispun de un important parc de maşini se cheltuiesc fonduri considerabile pentru repararea şi recondiţionarea utilajului. De aceea, sarcina de a mări siguranţa şi durabilitatea maşinilor este considerată astăzi ca cea mai importantă problemă economică. Mărirea durabilităţii maşinilor se realizează mult mai uşor şi mai ieftin decît creşterea producţiei sectorului de construcţii de maşini.

Astăzi, prin siguranţă în funcţionare se înţelege însuşirea produsului de a-şi îndeplini funcţiile sale, însuşire determinată de o funcţionare ireproşabilă, durabilitate şi posibilitate de reparare.

În funcţie de felul şi destinaţia maşinii, poate avea o importanţă determinantă, fie mărirea siguranţei, fie mărirea durabilităţii. Siguranţa are o importanţă hotărîtoare pentru maşinile care funcţionează în cadrul unor complexe mari, pentru maşinile a căror ieşire din uz duce la avarii sau este determinată de factori accidentali care se pot estima cu greu.

Durabilitatea are o importanţă determinantă pentru maşinile care funcţionează independent una de alta, a căror ieşire din uz nu duce la avarii, ci se produce datorită degradărilor care se acumulează cu timpul, cum ar fi uzura şi coroziunea, ce se pot preîntîmpina prin mijloace preventive.

Mărirea siguranţei şi durabilităţii poate fi realizată prin măsuri tehnologice, constructive, de exploatare şi tehnico-organizatorice.

Imperfecţiunile şi erorile tehnologice pot duce la periclitarea siguranţei de funcţionare chiar în cazul celor mai perfecţionate tipuri de maşini. Caracteristicile mecanice pentru o întreagă serie de elemente pot să varieze considerabil, chiar datorită variaţiei dimensiunilor, în limitele toleranţelor. De exemplu, rezistenţa asamblărilor presate este proporţională cu strîngerea efectivă, iar mărirea strîngerii efective este determinată de toleranţele dimensionale. Din această cauză, la unul şi acelaşi ajustaj, chiar pentru clasa a doua de precizie, rezistenţa asamblării poate varia de cîteva ori.

Variaţia durabilităţii rulmenţilor, determinată de dispersia caracteristicilor materialului şi de calitatea execuţiei, este de 30/1 şi, încazul cel mai bun, de 10/1.

Chiar în cazul cînd cerinţele de siguranţă în exploatare sînt riguros asigurate, nu se utilizează integral, la majoritatea rulmenţilor, resursele capacităţii de funcţionare. De exemplu, variaţia strîngerii la montaj determină o variaţie de zeci de procente a capacităţii portante radiale a rulmenţilor, datorită influenţei asupra distribuţiei forţelor pe corpurile de rulare. Capacitatea portantă axială a rulmenţilor radiali cu bile poate să varieze, în funcţie de ajustaj, de cîteva ori, datorită variaţiei unghiului de contact al bilei.

Pierderile prin frecări în lagărele de alunecare, în ipoteza menţinerii unei viscozităţi constante a uleiului, sînt invers proporţionale cu jocul, iar capacitatea portantă este invers proporţională cu pătratul jocului; or, aceste jocuri pot varia de cîteva ori.

O influenţă deosebită o au deformaţiile reciproce ale pieselor care vin în contact. Înclinarea relativă a suprafeţelor sub capul sau piuliţa unui bulon obişnuit, cu 30′ sau 0,01 rad, duce, în cazul tipurilor constructive normale, la o solicitare specifică suplimentară de peste 3 000 kgf/cm^2, adică mai mult decît cea admisibilă.

Este binecunoscută influenţa importantă a calităţii prelucrării suprafeţei asupra rezistenţei la oboseală prin încovoiere. Această influenţă este şi mai mare asupra rezistenţei la oboseală prin contact a pieselor călite. Pentru clasa a 10-a de precizie, la rulmenţi, suprafaţa reală de contact între bile şi căile de rulare nu este eliptică, ci prezintă mici insule de formă neregulată. Experienţele au arătat că prin creşterea clasei de precizie de la clasa a 9-a la a 10-a durabilitatea lagărelor creşte de 2—3 ori.

Se analizează, în continuare, principalele măsuri tehnologice pentru mărirea siguranţei în funcţionare şi durabilităţii maşinilor. Una dintre cele mai importante măsuri tehnologice constă în mărirea preciziei de execuţie. Aceasta se poate realiza, în primul rînd, prin organizarea execuţiei centralizate a pieselor şi agregatelor standardizate de serie mare sau masă, cu ajutorul metodelor tehnologice moderne.

De exemplu, în majoritatea ţărilor, cuzineţii se confecţionează în fiecare uzină de construcţii de maşini. De exemplu, în Anglia, numai o singură firmă importantă (Dleaser) a planificat pentru anul 1963, şi probabil a executat, 14 500 km bandă pentru cuzineţi, 120 000 000 jumătăţi de cuzineţi, 60 000 000 bucşe. Or, cuzineţii trebuie să fie confecţionaţi în mod centralizat, aşa cum se execută şi lagărele de rostogolire.

În cazul fabricării centralizate a cuzineţilor din bandă cu un strat subţire de metal antifricţiune, volumul de muncă se reduce de 10 ori şi, în acelaşi timp, se obţine o reducere a consumului de metale neferoase de 3—10 ori.

În U.R.S.S. s-a realizat standardizarea reductoarelor şi a roţilor dinţate. Producţia de reductoare a fost centralizată şi se află în curs de pregătire producţia centralizată a altor piese.

Pentru a confecţiona piese de precizie, este nevoie de un bun utilaj tehnologic. Reînnoirea parcului de maşini-unelte la uzinele vechi constituie o problemă economică extrem de complexă. Totuşi, durabilitatea şi siguranţa în funcţionare a majorităţii produselor poate fi mărită prin completarea echipamentului uzinelor cu un număr redus de maşini-unelte de precizie, pentru cele mai importante piese şi operaţii, în concordanţă cu profilul uzinei.

A doua orientare, tot atît de importantă, constă în mărirea rezistenţei organelor de maşini prin metode tehnologice. La marea majoritate a pieselor de maşini, solicitările la încovoiere şi la torsiune variază proporţional cu distanţa de la axa neutră, eforturile specifice maxime apărînd la suprafaţa lor. Sursele de concentrare a tensiunilor, legate de forma pieselor, sînt, de asemenea, dispuse la suprafaţă, mărind solicitarea de 2—3 ori. În straturile superficiale acţionează, totodată, tensiunile de contact, care constituie cauza ieşirii din uz a majorităţii pieselor. Pe de altă parte, îmbunătăţirea caracteristicilor mecanice ale pieselor peste o anumită limită este puţin eficientă pentru piesele cu formă complexă, deoarece creşte considerabil sensibilitatea acestor piese faţă de efectul concentrărilor de tensiuni. Din această cauză, mărirea rezistenţei superficiale constituie mijlocul cel mai indicat.

Pe baza experienţelor efectuate de Institutul central de cercetări ştiinţifice în domeniul tehnologiei construcţiei de maşini din Moscova, durificarea cu role duce la creşterea cu 20—40% a rezistenţei la oboseală superficială, pe porţiunile netede ale arborilor, cu 70% în zonele de concentrări de tensiune (sub butuci şi la racordări), de 2 ori în cusăturile sudate şi de 2—3 ori în porţiunile filetate. Această metodă de mărire a rezistenţei superficiale se aplică la arbori cu diametrul pînă la 600 mm, iar zona de durificare cuprinde, în funcţie de procesul funcţional, o adîncime care poate varia de la fracţiuni de milimetru pînă la 30 mm.

Ecruisarea prin sablaj sau cu jet de alice duce la mărirea pînă la de 10 ori a durabilităţii resoartelor şi arborilor, iar călirea suprafeţei active a roţilor dinţate poate mări durabilitatea respectivă în aceeaşi măsură.

Călirea superficială a dinţilor cuprinzînd întreaga regiune racordată permite să se mărească rezistenţa la rupere a dinţilor de peste două ori.

Marea majoritate a maşinilor sînt scoase din exploatare din cauza uzurii superficiale a pieselor respective. S-a constatat că greutatea unui automobil complet uzat este numai cu 1—2 kgf mai mică decît greutatea unui automobil cu totul nou. De aceea, mărirea rezistenţei la uzură a suprafeţelor pieselor are o importanţă foarte mare.

Ca metodă tehnologică pentru mărirea rezistenţei la uzură se menţionează în primul rînd metoda încărcării prin sudură cu straturi de rezistenţă. Încărcarea se aplică, în special, la organele de maşini şi la piesele care lucrează în medii abrazive, de exemplu organele active ale maşinilor agricole, şenilele cilindrilor maşinilor rutiere etc. Se obţine o creştere a durabilităţii de peste cinci ori. Se mai poate asigura prin încărcare cu sudură o duritate sporită sau reascuţirea organelor de lucru ale maşinilor agricole.

După cum se ştie, o metodă deosebit de eficientă este cromarea. Cromarea se aplică la piesele de maşini solicitate la uzură, care nu sînt supuse însă la presiuni locale mari, de exemplu, fusurile arborilor de tot felul. Se obţine prin această metodă o creştere a durabilităţii de 3 — 15 ori.

În literatura de specialitate se menţionează că cromarea diferitelor piese ale motoarelor uşoare a dus la mărirea duratei de funcţionare între reparaţiile capitale, de circa 3 — 4 ori, determinînd o sporire a preţului de cost cu numai 5%.

S-a constatat, cu ajutorul încercărilor de uzură realizate în condiţii de laborator, cu ajutorul pînzelor abrazive, că sporirea durităţii prin călire determină mărirea durabilităţii de două ori. Rezistenţa la gripare sau la sudare locală creşte însă de mai multe ori, întrucît, în realitate, uzura ce apare la organele maşinilor nu este pur abrazivă ci, practic, este întotdeauna însoţită de suduri punctiforme locale. Din această cauză, călirea superficială a pieselor maşinilor măreşte durabilitatea respectivă de mai multe ori. De exemplu, potrivit datelor obţinute prin încercări de exploatare asupra tractoarelor se măreşte durabilitatea îmbinărilor cu caneluri de 6 — 7 ori, trecîndu-se de la duritatea Rockwell 30 la duritatea 55.

La proiectarea maşinilor trebuie avut în vedere că costul reparaţiilor şi al deservirii tehnice pentru majoritatea maşinilor, inclusiv pentru cele fabricate în serie sau masă, este de multe ori mai mare decît costul mașinilor noi. De aceea, cheltuielile legate de o oarecare creștere a prețului de cost al mașinilor se amortizează într-un timp foarte scurt în cadrul economiei naționale.

Sarcinile care acționează în mașini se pot împărți în două categorii : utile și neutile. După cum se știe, dintre sarcinile neutile fac parte sarcinile dinamice dăunătoare și cele determinate de manevre greșite. Sarcinile dinamice sînt determinate de pornirea și frînarea mașinilor, de utilizarea unui proces de lucru neuniform și, în sfîrșit, de modul de funcționare a mecanismelor componente.

S-a demonstrat experimental că la pornirea mașinilor-unelte de așchiat metale fără cuplaj, fără conectarea în rețea a unui motor asincron, iau naștere sarcini dinamice de aproximativ cinci ori mai mari decît cea normală. La frînarea cu contracurent sarcinile de vîrf sînt de cîteva ori mai mari.

În mașinile pentru extracția cărbunelui, în cazul cînd stratul cuprinde roci sterile, apar sarcini suplimentare de 5 — 10 ori mai mari.

La dezechilibrarea unui rotor cu excentricitate de numai 0,1 mm, la o turație de 3 000 rot/min, iau naștere sarcini dinamice care depășesc greutatea rotorului.

Măsurile principale pentru reducerea sarcinilor dinamice constau în alegerea unor motoare cu caracteristici de pornire optime și în trecerea la procese de lucru cu caracter continuu, de exemplu de la excavatoare cu o singură cupă la excavatoare cu cupe rotative, de la mașini cu piston la mașini rotative etc. Totuși, foarte adesea aceste măsuri nu pot fi realizate, deoarece alegerea principiului funcțional al mașinii nu este determinată de reducerea sarcinilor dinamice. De aceea, prezintă importanță aplicarea unor mijloace de protecție ca : volanți, cuplaje, amortizoare etc.

După cum rezultă din calcul, cuplajele permit să se reducă sarcinile dinamice de mai multe ori. Utilizarea cuplajelor elastice a permis creșterea durabilității mecanismelor autobasculantelor de cîteva ori.

După cum se știe, sarcina de contact, la piesele de mașini, se repartizează foarte neuniform. De exemplu, repartizarea sarcinii între spirele filetului este astfel realizată : 1/3 din sarcină revine primei spire, iar ultimei — cea de-a 10-a spiră — sub 1%.

O concentrare apreciabilă a încărcării apare la rulmenții fără autoreglaj și la dantura roților dințate, în special în cazul montajului pe arbori în consolă.

Posibilitatea aplicării măsurilor legate de reducerea concentrării eforturilor unitare este asigurată în cadrul tehnologiei moderne, care permite executarea pieselor cu o formă optimă a petei de contact.

Dinții roților conice montate în consolă se caracterizează printr-o puternică concentrare a tensiunilor. În U.R.S.S. roțile dințate conice, cu dinți drepți, sînt înlocuite prin roți cu dinți curbi, care asigură o pată de contact corectă.

După cum au arătat experiențele, execuția rolelor pentru rulmenți, cu un bombament de numai 0,01 mm, mărește durabilitatea rulmenților de 2 — 3 ori.

Se recomandă utilizarea agregatelor prezentînd o cît mai redusă concentrare a sarcinilor, dispunerea roților dințate, pe cît posibil, mai aproape de mijlocul arborilor, folosirea rulmenților înguști etc.

Majoritatea cazurilor de rupere a organelor de mașini se datorește oboselii și nu eforturilor unitare statice ; fisurile intervin numai în locurile în care există o concentrare mare a tensiunii. De aceea este încă actuală problema optimizării formei din punctul de vedere al măririi rezistenței. De exemplu, pentru arbori sursa principală a concentrării de tensiune este ajustajul ; prin măsuri simple, cum ar fi :mărirea diametrului pe lungimea fusului cu 5%, evitarea variațiilor bruște de secțiune, durificarea cu role, se poate reduce coeficientul de concentrare aproape la 1. Prin perfecționarea formei arborilor cotiți — brațe de manivelă de formă eliptică, racordări de rază mare, găuri profilate în fusuri — s-a reușit să se reducă coeficientul de concentrare a tensiunilor de 2 — 3 ori.

În construcția organelor de mașini se folosesc destul de rar formele de egală rezistență. Or, tehnologia modernă — utilizarea mașinilor-unelte de copiat, a mașinilor cu comandă după program — permite folosirea unor forme mai perfecționate.

O mare importanță pentru mărirea durabilității și economiei de materiale o are utilizarea unor materiale de calitate superioară.

La multe piese, greutatea este invers proporțională cu pătratul rezistenței admisibile, de exemplu, piesele care se calculează la rezistența de contact : roțile dințate, rulmenții, corpurile de rulare ale transmisiilor prin fricțiune etc. Din aceeași categorie fac parte arcurile și alte piese calculate la forțe de inerție. De aici rezultă avantajul pe care îl prezintă folosirea materialelor de înaltă rezistență.

Principial, trebuie considerat ca inadmisibilă folosirea roților dințate de dimensiuni mici și mijlocii, avînd o duritate medie. Utilizîndu-se roți cu duritate mare, greutatea reductoarelor se reduce de trei ori.

Adesea alegerea materialelor este subordonată condițiilor tehnice. De exemplu, majoritatea buloanelor care se livrează pe piață sînt fabricate din oțeluri moi care permit o ușoară refulare la rece a capetelor. Or, rezistența acestor oțeluri este aproximativ de două ori mai mică decît a oțelurilor cu conținut mediu de carbon, al căror cost este aproximativ același. De aceea, pierderile survin nu numai din cauză că buloanele confecționate au o greutate de două ori mai mare, dar, în special, datorită faptului că flanșele pe care se montează trebuie mult mărite.

În prezent se consideră că peste 90% din piesele mașinilor ies din folosință datorită uzurii. Prin crearea unei frecări fluide se poate asigura plutirea piesei în mișcare pe o peliculă de ulei, înlăturînd practic uzura. La lagărele de alunecare, forma de pană a stratului de lubrifiant necesară frecării fluide se asigură prin jocul diametral. La ghidajele cu alunecare, teșiturile în formă de pană se executau rar pînă în ultima vreme. Întroducerea teșiturilor în formă de pană la ghidajele mașinilor-unelte tip carusel a permis ca planșaibe gigantice cu piese grele să plutească pe o peliculă de ulei, astfel încît problema gripării ghidajelor este astăzi rezolvată.

În cazul vitezelor de alunecare mici, capacitatea portantă a penei de ulei este insuficientă. În aceste cazuri se folosesc, cu rezultate pozitive, rulmenți, ghidaje și cuplaje tip șurub-piuliță cu frecare fluidă, uzura fiind practic înlăturată ; la viteze mici se reușește să se reducă coeficientul de frecare pînă la 10^{-6}.

Se știe că mișcarea de rostogolire este însoțită de o frecare mult mai mică, caracterizîndu-se totodată și printr-o uzură mai redusă. Dacă înainte vreme se foloseau numai lagăre de rostogolire, în prezent se folosesc, pe scară largă, ghidaje cu mișcare rectilinie de rostogolire, cuplaje cinematice de rostogolire șurub-piuliță. Se impune deci confecționarea centralizată a acestor elemente.

O importanță hotărîtoare are protecția suprafețelor de frecare împotriva pătrunderii impurităților din exterior. Cercetările au arătat că la tractoare, la un lagăr de rostogolire care se defectează din cauza pittingului, ies din uz doi rulmenți și jumătate. La rulmenții transmisiilor cardanice de la automobile a fost îmbunătățită etanșarea, fapt care a dus la o creștere a duratei de funcționare de două ori. La transportoare, în urma trecerii de la etanșările cu pîslă la cele cu labirint, durabilitatea a crescut de 3 — 4 ori.

Transmisiile deschise, folosite la unele mașini grele, la trolii manuale, trebuie complet înlăturate, deoarece durabilitatea lor este de 3—4 ori mai mică decît a transmisiilor închise. Acolo unde este posibil, se recomandă să se dea pieselor în contact supuse la uzură, o formă care să se apropie de forma uzurii naturale. De exemplu, unul dintre avantajele angrenajului dințat de tip Novikov constă în faptul că forma dintelui se apropie de aceea a dintelui uzat.

Uniformizarea uzurii pe suprafața supusă frecării prezintă o mare importanță, deoarece o uzură uniformă se compensează în general ușor. În acest scop se recomandă ca șuruburile-mamă ale strungurilor, care se uzează foarte neuniform, să fie confecționate cu duritate diferențiată. De asemenea, se recomandă folosirea unor cămăși scurte pentru cilindrii motoarelor de tracțiune, avînd rezistența mare la uzură, și aplicarea în unele cazuri, a unor bucșe din materiale antifricțiune pe fus și cuzineți din oțel dur.

O foarte mare importanță o are rotirea vectorului de uzură în direcția care influențează mai puțin asupra preciziei de funcționare a mașinii. De exemplu, pentru ghidajele strungurilor, unghiurile optime de înclinare și lățimea suprafețelor trebuie alese astfel încît, în urma uzurii, influența asupra preciziei de deplasare a cuțitului să fie minimă.

Condițiile de exploatare a mașinii pot modifica durabilitatea ei în mare măsură. O mare importanță o are ungerea. Se consideră că ungerea constituie calea cea mai ieftină de mărire a durabilității. În prezent, folosirea aditivilor pentru lubrifianți echivalează, ca eficacitate, cu alierea oțelurilor.

Este inadmisibil ca ieșirea din uz a mașinii să nu se producă în funcție de criteriile fundamentale de apreciere a duratei de funcționare, din cauza exploatării greșite. De exemplu, vagoanele sînt proiectate pentru o durată de funcționare de cîteva zeci de ani. Or, datorită degradării cutiilor în timpul încărcării-descărcării, vagoanele de marfă ies din uz după un timp foarte scurt de utilizare ; la fel și în cazul vagoanelor basculante. Asupra durabilității mașinilor influențează foarte mult și condițiile atmosferice. Dacă temperatura mediului este sub 0°C, o singură pornire la rece a mașinii duce la o uzură mult mai mare decît exploatarea normală timp de o zi.

În concluzie, în Uniunea Sovietică se acordă o atenție deosebită problemei referitoare la mărirea rezistenței și durabilității mașinilor, reușindu-se ca într-un termen destul de scurt să se obțină, în acest domeniu, rezultate remarcabile.

CZ 621.9:338.062.01:621−503.55:511.41

Planificarea lunară a producţiei prin metoda programării liniare

VASILE BORCH

Producţia întreprinderilor constructoare de maşini se caracterizează prin diversitatea produselor şi prin variaţia în limite mari a sortimentului de la unicate pînă la serii importante de maşini şi piese.

Calculele acoperirii capacităţii de producţie a utilajelor întreprinderii se efectuează de obicei numai la întocmirea planului anual, în scopul verificării concordanţei dintre posibilităţile de producţie ale utilajului şi volumul de muncă al producţiei planificate.

O metodă de calcul a fost expusă în revista Metalurgia şi Construcţia de Maşini nr. 3/1963, pag. 248 şi nr. 6/1963, pag. 447.

În afara acestui calcul se consideră ca fiind util şi un calcul de repartizare pe luni a sarcinilor anuale din programul de producţie, bazat tot pe metodele programării liniare şi nu numai pe experienţa proprie a planificatorilor, sistem care nu poate exclude erori de calcul, mai ales la întocmirea planurilor calendaristice de produse cu un nomenclator variat.

În cele ce urmează se va exemplifica, folosind metodele programării liniare, metodica repartizării pe luni a sarcinilor anuale din programul de producţie al unei întreprinderi constructoare de maşini.

La planificarea lunară a sarcinilor anuale din programul de producţie se va ţine seamă de următoarele: să fie respectate termenele stabilite pentru executarea unor comenzi; producţia de serie să fie uniformă; să se asigure durata de pregătire a producţiei de piese noi şi să se asigure o muncă ritmică tuturor sectoarelor de producţie ale întreprinderii. Este necesar deci să se realizeze o încărcare cît mai uniformă a utilajului de producţie pe toată perioada de plan.

Rezolvarea problemei repartizării lunare a sarcinilor anuale din programul de producţie (exemplul dat în această lucrare) se bazează pe următoarele condiţii generale:

— nomenclatorul şi cantitatea de produse planificate să corespundă pe deplin programului anual de producţie;

— produsele de serie să fie fabricate cît mai uniform, admiţîndu-se însă ca volumul anual al unor produse să fie realizat într-un timp cît mai scurt;

— fabricarea unor produse poate fi începută numai într-o anumită lună a anului, datorită pregătirii tehnice a producţiei sau a livrării unor materiale începînd cu luna respectivă etc.;

— unele produse trebuie să fie fabricate în mod obligatoriu într-un anumit trimestru, iar fabricarea celorlalte nu este legată de termene obligatorii, acestea fiind stabilite de întreprindere de acord cu beneficiarii;

— fabricarea tuturor produselor trebuie să decurgă fără întreruperi în procesul de producţie şi să fie planificată pe intervale calendaristice de timp cît mai mici ale perioadei de plan.

Prin respectarea condiţiilor enumerate, cum şi a altora impuse de problema luată în considerare, se va asigura o repartizare pe luni a producţiei anuale a întreprinderii, astfel încît toate grupurile de utilaj să fie încărcate uniform şi la maxim.

În problema care se va trata, criteriul eficienţei repartizării programului este coeficientul maxim (de ordinul 100%) de încărcare a utilajului în fiecare lună.

Se presupune că întreprinderea folosind metodele de programare liniară şi-a stabilit în mod concret nomenclatorul sortimentelor de plan care acoperă integral capacitatea de producţie a sectorului de maşini-unelte pe o perioadă de un an.

Datele obţinute asupra nomenclatorului sortimentului de plan se înscriu într-un tabel de forma celui prezentat în tabela 1.

În tabela 1 s-au înscris numai opt sortimente de plan care se pot realiza pe cinci grupuri de maşini, pentru a nu se complica exemplul concret de calcul. Numărul restrîns de sortimente nu micşorează generalitatea problemei, ci din contră dă o idee clară de felul cum trebuie rezolvată o asemenea problemă. Pentru un număr mai mare de sortimente de plan, calculele se vor efectua cu ajutorul maşinilor electronice de calcul, problema fiind astfel rezolvată în timp util.

Tabela 1

Denumirea sortimentelor de plan	Programul anual, bucăţi	Volumul de muncă al unităţii de produs pe grupe de maşini				
		M_1	M_2	M_3	M_4	M_5
S_1	2 000	20	0	0	0	0
S_2	2 000	10	0	0	0	0
S_3	4 000	15	0	0	0	0
S_4	4 000	15	30	10	0	0
S_5	20 000	3	6	4	0	0
S_6	6 000	60	20	0	0	20
S_7	8 000	15	15	30	15	0
S_8	6 000	0	0	0	10	0
Fondul lunar de timp de funcţionare a utilajului		60 000	40 000	30 000	15 000	10 000

Pentru rezolvarea problemei de repartizare lunară a sortimentelor de plan în cadrul condiţiilor generale, se presupune că producerea celor opt sortimente trebuie să îndeplinească următoarele condiţii concrete :

— sortimentul S_1 trebuie fabricat în semestrul I, fără a se impune un ritm lunar ;

— sortimentul S_2 trebuie fabricat în semestrul I, însă clauzele contractuale prevăd livrarea obligatorie a cîte 500 bucăţi în lunile aprilie şi mai ;

— sortimentul S_3 trebuie fabricat în semestrul II ;

— sortimentul S_4 trebuie fabricat într-un număr limitat de luni, impus de clauzele contractuale, începerea fabricaţiei depinzînd de timpul de pregătire respectiv ;

— sortimentul S_5 nu prezintă restricţii suplimentare ;

— sortimentul S_6 trebuie fabricat în serie, cîte 500 bucăţi lunar ;

— sortimentele S_7 şi S_8 nu au restricţii suplimentare.

Aceste condiţii, care trebuie îndeplinite în cadrul problemei ce se va rezolva, sînt sintetizate în tabela 2, numită tabela condiţiilor suplimentare.

Tabela 2

Denumirea produsului	Cantitatea de produse, bucăţi												
	anuală	ianuarie	februarie	martie	aprilie	mai	iunie	iulie	august	septembrie	octombrie	noiembrie	decembrie
S_1	2 000							—	—	—	—	—	—
S_2	2 000	—	—		500	500		—	—	—	—	—	—
S_3	4 000	—	—	—	—	—	—						
S_4	4 000	—	—	500	500	500	500	500	500	500	500	—	—
S_5	20 000												
S_6	6 000	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
S_7	8 000												
S_8	6 000												

Pentru rezolvarea problemei se aplică metoda simplex.

Se notează cu X_i $(i = 1, 2, 3, \ldots, 8)$ cantităţile de produse din fiecare sortiment, fabricate în cursul unei luni şi care constituie necunoscutele problemei.

Condiţiile limitative, legate de capacitatea de producţie lunară a diferitelor grupuri de maşini, se exprimă sub forma următoarelor inegalităţi :

$$
\begin{aligned}
&20\,X_1 + 10\,X_2 + 15\,X_3 + 15\,X_4 + 3\,X_5 + \\
&\quad + 60\,X_6 + 15\,X_7 + 0\,X_8 \leqslant 60\,000 && (1)\\
&30\,X_4 + 6\,X_5 + 20\,X_6 + 15\,X_7 \leqslant 40\,000 && (2)\\
&10\,X_4 + 4\,X_5 + 30\,X_7 \leqslant 30\,000 && (3)\\
&15\,X_7 + 10\,X_8 \leqslant 15\,000 && (4)\\
&20\,X_6 \leqslant 10\,000 && (5)
\end{aligned}
$$

Condiţiile problemei sînt exprimate prin cinci inegalităţi, care corespund numărului grupurilor de maşini-unelte. Semnul $\leqslant$ arată că posibilităţile de producţie ale întreprinderii sînt limitate de fondul lunar de timp de funcţionare al grupului respectiv de maşini-unelte.

În afara condiţiilor limitative date de inegalităţile (1)—(5) trebuie adăugate următoarele opt inegalităţi prin care se exprimă condiţia ca volumul lunar al producţiei să nu depăşească sarcina anuală privind produsele respective :

$$X_1 \leqslant 2\,000\,;\ X_2 \leqslant 2\,000\,;\ X_3 \leqslant 4\,000 \ldots X_8 \leqslant \leqslant 6\,000 \qquad (6)$$

Pe lîngă condiţiile arătate trebuie avută în vedere şi cerinţa privind asigurarea necondiţionată a volumului planificat al producţiei de fiecare tip de produs pe toate cele 12 luni ale anului. Această cerinţă se exprimă astfel :

$$\sum_1^{12} X_1 = 2\,000\,;\quad \sum_1^{12} X_2 = 2\,000 \ldots \ldots \sum_1^{12} X_8 = 6\,000. \qquad (7)$$

Pentru simplificarea calculelor, sistemul de inegalităţi (1)—(5) se transformă într-un sistem de ecuaţii. Pentru aceasta, se introduc necunoscutele X_9, X_{10}, X_{11}, X_{12}, X_{13}, prin care se exprimă folosirea incompletă a fondurilor lunare de timp de funcţionare a grupurilor de maşini-unelte, în condiţiile volumului planificat al producţiei.

Se obţine astfel următorul sistem de ecuaţii :

$$20\,X_1 + 10\,X_2 + 15\,X_3 + 15\,X_4 + 3\,X_5 + 60\,X_6 + + 15\,X_7 + X_9 = 60\,000 \qquad (8)$$

$$30\,X_4 + 6\,X_5 + 20\,X_6 + 15\,X_7 + X_{10} = = 40\,000 \qquad (9)$$

$$10\,X_4 + 4\,X_5 + 30\,X_7 + X_{11} = 30\,000 \qquad (10)$$

$$15\,X_7 + 10\,X_8 + X_{12} = 15\,000 \qquad (11)$$

$$20\,X_6 + X_{13} = 10\,000 \qquad (12)$$

Pentru transformarea inegalităţilor (6) într-un sistem de ecuaţii, se introduc necunoscutele X_{14}, X_{15}, X_{16}, ..., X_{21}, corespunzătoare numărului de produse de tipul respectiv, care nu au fost fabricate în prima lună a anului şi care urmează să fie fabricate în cursul celor 11 luni următoare.

Folosind aceste notaţii se obţin în locul inegalităţilor (6) următoarele ecuaţii :

$$X_1 + X_{14} = 2\,000\,;\ X_2 + X_{15} = 2\,000\,; \ldots \ldots\,;\ X_8 + X_{21} = 6\,000. \qquad (13)$$

Prin urmare, toate condiţiile principale ale problemei se formulează sub forma unui sistem de ecuaţii cu 21 necunoscute.

Într-o formă mai concentrată, acest sistem se poate exprima sub formă vectorială. În acest scop, se notează cu P_0 vectorul ale cărei componente reprezintă membrii liberi ai ecuaţiilor (adică fondurile de timp de funcţionare a maşinilor-unelte şi cantitatea de produse care va fi fabricată în cursul anului); cu P_1 vectorul ale cărei componente sînt coeficienţii necunoscutei X_1 din sistemele de ecuaţii (8)–(12 şi (13); cu P_2 vectorul ale cărei componente sînt coeficienţii necunoscutei X_2 din aceleaşi sisteme de ecuaţii etc.

În această formă, membrii liberi şi coeficienţii se prezintă aşa cum apar în tabela 3.

Tabela 3

Nr. rînd	P_0	P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8	P_9	P_{10}	P_{11}	P_{12}	P_{13}	P_{14}	P_{15}	P_{16}	P_{17}	P_{18}	P_{19}	P_{20}	P_{21}
1	60 000	20	10	15	15	3	60	15	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
2	40 000	0	0	0	30	6	20	15	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
3	30 000	0	0	0	10	4	0	30	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
4	15 000	0	0	0	0	0	0	15	10	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
5	10 000	0	0	0	0	0	20	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0
6	2 000	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0
7	2 000	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0
8	4 000	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
9	4 000	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0
10	20 000	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0
11	6 000	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
12	8 000	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0
13	6 000	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1

Sistemele de ecuaţii (8) – (12) şi (13) pot fi prezentate sub forma unei singure ecuaţii vectoriale de forma:

$$P_0 = P_1 X_1 + P_2 X_2 + \dots + P_{21} X_{21} \qquad (14)$$

sau

$$P_0 = \sum_{i=1}^{21} P_i X_i \,. \qquad (15)$$

Pe baza acestei ecuaţii se întocmeşte tabela 4.

Tabela 4

C_i	Vectorul	P_0	20	10	15	55	13	100	75	10
			P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8
	P_9	60 000	20	10	15	15	3	60	15	
	P_{10}	40 000				30	$\boxed{6}$	30	15	
	P_{11}	30 000				10	4		30	
	P_{12}	15 000							15	10
	P_{13}	10 000						20		
	P_{14}	2 000	1							
	P_{15}	2 000		1						
	P_{16}	4 000			1					
	P_{17}	4 000				1				
	P_{18}	20 000					1			
	P_{19}	6 000						1		
	P_{20}	8 000							1	
	P_{21}	6 000								1
$Z_i - C_i$			−20	−10	−15	−55	−13	−100	−75	−10
θ_i			2 000	2 000	4 000	1 333	6 666	500	1 000	1 500
$(Z_i - C_i)\theta_i$			−40 000	−20 000	−60 000	−73 315	−86 658	−10 000	−75 000	−15 000

Vectorii, coloane din acest tabel, sînt trecuţi în următoarea ordine: la început, vectorul membrilor liberi P_0, apoi vectorii $P_1, P_2, \dots, P_8$ ai necunoscutelor X_i $(i = 1, 2, \dots, 8)$.

La stînga vectorului P_0 sînt trecuţi, sub forma unei coloane, vectorii P_9, P_{10}, $P_{11}, \dots, P_{21}$. La întretăierea rîndurilor şi coloanelor ai căror vectori au indicii 9, 10, . . ., 21, se vor afla unităţile care formează matricea bazei sau matricea unitate.

Pentru reducerea dimensiunilor tabelei 4, coloanele P_9, $P_{10}, \dots, P_{21}$, nu sînt folosite, şi matricea bazei nu apare. Ele se văd clar din tabela 3. Spaţiile rămase libere din tabela 4 corespund cu 0 din tabela 3.

Deoarece criteriul eficienţei repartizării pe luni a programului de producţie îl constituie gradul de încărcare a utilajului, trebuie să se calculeze încărcarea întregului utilaj în cursul unei luni, cu fabricarea unităţii de produs de fiecare tip. Această mărime se notează cu C_i, în care $i = 1, 2, .., 21$. Pentru stabilirea lui C_7, de exemplu, este necesar să se calculeze volumul de muncă al reperului S_7 la toate felurile de prelucrare, deci:

$$C_7 = 15 + 15 + 30 + 15 + 0 = 75.$$

În mod analog se calculează şi celelalte valori. În ceea ce priveşte valorile lui C_i pentru $i = 9, 10, \ldots, 21$, ele sînt egale cu zero, deoarece nu influenţează gradul de încărcare a maşinilor-unelte.

Valorile lui C_i se înscriu în tabela 4 deasupra coloanelor $P_1, P_2, \ldots, P_8$.

Valorile lui C_i egale cu zero nu se notează.

În această fază, problema se formulează astfel: să se afle valorile lui C_i, care asigură maximul funcţiei:

$$Z = \sum_{i=1}^{21} C_i X_i, \qquad (16)$$

cu condiţia ca:

$$P_0 = \sum_{i=1}^{21} X_i P_i \qquad (17)$$

în care:

$$X_i \geqslant 0 \ (i = 1, 2, \ldots, 21);$$

Z reprezintă încărcarea utilajului cu toate produsele fabricate, de exemplu, în prima lună.

În prima etapă a calculelor, valoarea iniţială a lui $Z = Z_0$ este nulă, deoarece la această dată nu se produce încă nimic.

Este necesar să se caute o nouă valoare Z care corespunde unei alte soluţii, obţinută prin înlocuirea unuia dintre vectorii din baza $P_9, P_{10}, \ldots, P_{21}$, cu un alt vector, în aşa fel ca $Z_i > Z_0$; aceasta înseamnă că s-a propus intrarea în fabricaţie a produsului S_i.

Cu ajutorul datelor din tabela 4 se calculează diferenţa $Z_i - C_i$.

În acest caz:

$$Z_i = \sum X_{ji} C_i \ (j = 9, 10, \ldots, 21),$$

în care: X_{ji} reprezintă volumul de muncă al diferitelor operaţii de prelucrare pe unitatea de fiecare produs, de exemplu $X_{9,5} = 3$, iar Z_i reprezintă încărcarea în baza respectivă a întregului utilaj.

De exemplu, P_7 exprimat în baza $(P_9, P_{10}, \ldots, P_{21})$ este:

$$P_7 = 15\ P_9 + 15\ P_{10} + 30\ P_{11} + P_{12} + 0\ P_{13} + \ldots + 1\ P_{20} + 0\ P_{21},$$

iar Z_7 în aceeaşi bază este:

$$Z_7 = 15\ C_9 + 15\ C_{10} + 30\ C_{11} + 15\ C_{12} + 0\ C_{13} + \ldots + 1\ C_{20} + 0\ C_{21} = 0,$$

deoarece toate valorile lui C_i $(i = 9, 10, \ldots, 21)$ sînt egale cu zero. În mod analog toate valorile iniţiale ale lui Z_i $(i = 1, 2, \ldots, 8)$ sînt nule, deoarece nu se produce nimic.

Diferenţa $Z_i - C_i$ are o deosebită importanţă, deoarece exprimă gradul de îmbunătăţire al încărcării utilajului după introducerea în producţie a unui produs anumit. De exemplu, dacă în rîndul de jos al coloanei P_7, $Z_i - C_i = -75$, aceasta înseamnă că produsul S_7 poate să acopere capacitatea cu 75 minute. Aceasta constituie încărcarea maximă pe unitatea de produs.

Pornind de aici, problema poate fi rezolvată prin mărirea la maximum a numărului X_7 de produse S_7, ţinîndu-se seamă de fondul lunar de timp de funcţionare a maşinilor-unelte. După aceasta, se introduce P_7 în bază şi se întocmeşte un alt tabel în care P_7 înlocuieşte unul dintre vectorii bază, anteriori. Nu se va folosi această metodă, deoarece etapele de calcul devin mai numeroase.

Pentru a se reduce etapele de calcul este mai indicat să se aleagă o altă cale de soluţionare a problemei, şi anume: se caută mai întîi vectorul pentru care expresia $(Z_i - C_i)\ \theta_i$ ia valoarea negativă cea mai mică.

Mărimea numerică a expresiei $(Z_i - C_i)\ \theta_i$ determină încărcarea utilajului cu numărul θ_i de produse de tipul i.

În această expresie θ_i reprezintă valoarea pozitivă minimă a raportului dintre una din componentele vectorului P_0 şi o componentă a vectorului $P_i (i = 1, 2, \ldots, 8)$, de pe acelaşi rînd, condiţie necesară şi suficientă pentru ca soluţia să fie realizabilă.

Conform datelor din tabela 4, θ_5 are următoarele valori:

$$\frac{60\,000}{3} = 20\,000; \quad \frac{40\,000}{6} = 6\,666; \quad \frac{30\,000}{4} = 7\,500.$$

Valoarea minimă este, în acest caz, $\theta_5 = 6\,666$.

În mod analog se calculează toate valorile lui θ_i pentru $i = 1, 2, \ldots, 8$.

Pe rîndul $(Z_i - C_i)\ \theta_i$ din tabela 4 sînt arătate rezultatele calculelor respective. Valoarea negativă cea mai mică este dată de:

$$(Z_5 - C_5)\ \theta_5 = -86\,658{,}00 \text{ pentru } \theta_5 = 6\,666.$$

Prin urmare pentru $X_5 = 6\,666$ produse S_5, se asigură o încărcare optimă a utilajului.

Prin aceste operaţii s-a determinat coloana şi rîndul de recalculare pentru noua bază în care va intra vectorul P_5 în locul vectorului P_{10} (indicii acestor doi vectori dau, respectiv, coloana şi rîndul de recalculare).

Procedeul de introducere a vectorului coloană P_5 în bază este următorul: — valorile înscrise pe rîndul de recalculare se împart la valoarea X_{ji} pentru care s-a obţinut minimul lui θ_i, înscriindu-se într-un nou tabel.

În cazul considerat, acest rînd este rîndul corespunzător vectorului P_{10}, iar valoarea X_{ji} este 6 (se află la intersecţia coloanei şi rîndului de recalculare şi este subliniată în tabela 4).

În noul tabel, pe rîndul respectiv, se înscrie, în afară de valorile date, valoarea C_i corespunzătoare coloanei de recalculare; în cazul considerat $C_i = 13$ şi în locul vectorului scos din bază se înscrie noul vector introdus.

Pentru recalcularea celorlalte rînduri ale tabelei, adică pentru a se găsi componentele celorlalţi vectori în noua bază, se procedează astfel: — rîndul recalculat mai sus se multiplică, respectiv, cu fiecare X_{ji} din coloana de recalculare şi se adună algebric cu rîndul corespunzător lui X_{ji} respectiv, în aşa fel încît noul vector introdus în bază să devină vector unitate.

În cazul analizat, calculele sînt:

$$\text{pe rîndul } P_9 - \text{coloana } P_0:\ 60\,000 - 3\,\frac{40\,000}{6} = 40\,000;$$

$$- \text{coloana } P_1:\ 20 - 3\,\frac{0}{6} = 20;$$

$$- \text{coloana } P_5:\ 3 - 3\,\frac{6}{6} = 0, \text{ etc.}$$

Procedeul descris se aplică, în general, la orice problemă, el constituind metoda simplex. În cazul concret dat de exemplul ales, se arată modul de rezolvare folosind metoda expusă.

Pentru calculul producţiei pe luna ianuarie, se pleacă de la tabela 4 care se recalculează pentru noul vector ce se introduce în bază. În exemplul dat, acest vector nu va fi de la început vectorul P_5, ci vectorul P_6, deoarece se cere în mod expres fabricarea sortimentului S_6 într-un număr de 500 bucăţi.

Pentru introducerea vectorului P_6 în bază, se va înscrie în tabela 5, în locul componentelor de pe rîndul P_{19}, componentele noului vector P_6 şi ale celorlalţi vectori cunoscuţi din ecuaţia:

$$X_6 = 500, \tag{18}$$

care exprimă condiţia ca în luna ianuarie să se fabrice sortimentul respectiv.

Componentele cunoscute apar în tabela 5 (ianuarie — iniţial).

Recalcularea celorlalte rînduri, adică aflarea celorlalte componente ale vectorilor P_i $(i = 1,2,\ldots,8)$ se face prin aplicarea procedeului de calcul descris, care constă în a transforma toate componentele vectorului P_6 în zero, în afară de componenta de pe rîndul de recalculare.

Din punct de vedere algebric, procedeul determină transformarea ecuaţiilor (8)—(12) în următoarele ecuaţii:

$$20\,X_1 + 10\,X_2 + 15\,X_3 + 15\,X_4 + 3\,X_5 + 0\,X_6 + 15\,X_7 + X_9 = 30\,000 \tag{19}$$

$$30\,X_4 + 6\,X_5 + 0\,X_6 + 15\,X_7 + X_{10} = 30\,000 \tag{20}$$

$$10\,X_4 + 4\,X_5 + 30\,X_7 + X_{11} = 30\,000 \tag{21}$$

$$15\,X_7 + 10\,X_8 + X_{12} = 15\,000 \tag{22}$$

$$0\,X_6 + X_{13} = 0 \tag{23}$$

care se obţin prin scăderea ecuaţiei (18) multiplicată, respectiv, cu coeficientul necunoscutei X_6 din fiecare ecuaţie a sistemului. Se observă că s-a obţinut pentru necunoscuta X_6 coeficientul zero în toate ecuaţiile (19) — (23), în afară de coeficientul lui X_6 din ecuaţia (18), care este egal cu unu. Deci vectorul neunitar P_6 (tabela 3) a fost transformat într-un vector unitar (tabela 5) şi poate intra în bază în locul vectorului P_{19}.

După executarea tuturor calculelor, se obţine tabela 5 care s-a numit tabela iniţială a lunii ianuarie.

Cu ajutorul formulei $Z = \sum_{i=1}^{21} C_i\,X_i$ se obţine:

$$Z = C_6\,X_6 = 100\,500 = 50\,000,$$

adică prin introducerea în fabricaţie a celor 500 buc. din sortimentul X_6, capacitatea de producţie este acoperită parţial şi rămîne un disponibil de 155 000—50 000 = 105 000 min.

Acoperirea în continuare a capacităţii de producţie se efectuează prin aplicarea metodei simple expuse mai înainte. Se obţine astfel tabela 6 (ianuarie — final).

Tabela 5

C_i	Vectorul	P_0	20	10	15	55	13	100	75	10
			P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8
	P_9	30 000	20	10	15	15	3	0	15	
	P_{10}	30 000				30	6	0	15	
	P_{11}	30 000				10	4		30	
	P_{12}	15 000							15	10
	P_{13}	0						0		
	P_{14}	2 000	1							
	P_{15}	2 000		1						
	P_{16}	4 000			1					
	P_{17}	4 000				1				
	P_{18}	20 000					1			
100	P_6	500						1		
	P_{20}	8 000							1	
	P_{21}	6 000								1
$Z_i - C_i$			−20	−10	−15	−55	−13	$\geqslant 0$	−75	−10
θ_i			1 500	2 000	2 000	1 000	5 000	500	1 000	1 500
$(Z_i - C_i)\theta_i$			−30 000	−20 000	−30 000	−55 000	−65 000	$\geqslant 0$	−75 000	−15 000

Aplicînd formula de mai sus datelor din tabela 6 se obţine pentru luna ianuarie: $Z = 20\times562 + 13\times3750 + 75\times500 + 10\times750 + 100\times500 = 154\,990$, deci capacitatea de producţie a utilajului a fost acoperită integral, adică în proporţie de 100%.

În acelaşi mod se procedează pentru următoarele luni ale anului. Se prezintă în tabelele 7 şi 8 rezultatele pentru luna aprilie (iniţial şi final), iar în tabela 9 se arată rezultatele obţinute pentru întreg anul, prin aplicarea metodei descrise, şi care reprezintă repartizarea lunară optimă a producţiei în condiţiile cerute.

Repartizarea volumului producţiei pe luni, cu ajutorul programării liniare, asigură o încărcare a utilajului întreprinderii mult mai uniformă decît dacă s-ar lucra după metoda alegerii. Aceasta rezultă, evident, din tabela 9, în care se constată o simetrie, o continuitate şi o uniformitate cantitativă a tuturor reperelor de plan. Aceste condiţii vor asigura şi o calitate superioară a produselor. De asemenea, se constată că produsele de serie (cantitativ peste 6 000 bucăţi) au un program ritmic şi respectă o simetrie de fabricaţie asigurînd astfel atît funcţionarea completă a utilajului,

Tabela 6

C_i	Vectorul	P_0	20	10	15	55	13	100	75	10
			P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8
20	P_1	562	1	1/2	3/4	3/16				
13	P_5	3 750				25/4	1			
75	P_7	500				−1/2			1	
10	P_8	750				3/4				1
	P_{13}	0								
	P_{14}	1 438		−1/2	−3/4	−3/16				
	P_{15}	2 000		1						
	P_{16}	4 000			1					
	P_{17}	4 000				1				
	P_{18}	16 250				−25/4				
100	P_{19}	500						1		
	P_{20}	7 500								
	P_{21}	5 250				−3/4				
$Z_i - C_i$			$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$

Tabela 8

C_i	Vectorul	P_0	20	10	15	55	13	100	75	10
			P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8
20	P_1	219	1	0	3/4	0	0	0		
13	P_5	625					1			
75	P_7	750							1	
10	P_8	375								1
	P_{13}	0								
	P_{14}	656			−3/4					
10	P_2	500		1						
	P_{16}	4 000			1					
55	P_4	500				1				
	P_{18}	11 250								
100	P_6	500						1		
	P_{20}	5 500								
	P_{21}	3 750								
$Z_i - C_i$			$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$	$\geqslant 0$

Tabela 7

C_i	Vectorul	P_0	20	10	15	55	13	100	75	10
			P_1	P_2	P_3	P_4	P_5	P_6	P_7	P_8
	P_9	17 500	20	0	15	0	3	0	15	
	P_{10}	15 000				0	6	0	15	
	P_{11}	25 000				0	4		30	
	P_{12}	15 000							15	10
	P_{13}	0						0		
	P_{14}	875	1							
10	P_2	500		1						
	P_{16}	4 000			1					
55	P_4	500				1				
	P_{18}	11 875					1			
100	P_6	500						1		
	P_{20}	6 250							1	
	P_{21}	4 125								1
$Z_i - C_i$			−20	$\geqslant 0$	−15	$\geqslant 0$	−13	$\geqslant 0$	−75	−10
B_i			875	500	1 166	500	2 500	500	833	1 500
$(Z_i - C_i)\,\theta_i$			17 500	$\geqslant 0$	−17 500	$\geqslant 0$	−32 750	$\geqslant 0$	−62 500	−15 000

Tabela 9

Produsul	Cantitatea anuală	Cantitatea de produse, bucăţi											
		ianuarie	februarie	martie	aprilie	mai	iunie	iulie	august	septembrie	octombrie	noiembrie	decembrie
S_1	2 000	562	563	—	219	219	437	—	—	—	—	—	—
S_2	2 000	—	—	937	500	500	63	—	—	—	—	—	—
S_3	4 000	—	—	—	—	—	—	625	625	625	625	750	750
S_4	4 000	—	—	500	500	500	500	500	500	500	500	—	—
S_5	20 000	3 750	3 750	625	625	625	625	625	625	625	625	3 750	3 750
S_6	6 000	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500	500
S_7	8 000	500	500	750	750	750	750	750	750	750	750	500	500
S_8	6 000	750	750	375	375	375	375	375	375	375	375	750	750

cît și cerințele impuse de contractele întreprinderii.

În concluzie, satisfăcînd pe deplin toate cerințele obligatorii față de volumul producției, în ceea ce privește calitatea și termenele de confecționare a diferitelor produse, metoda de calcul pentru întocmirea planului calendaristic asigură o încărcare completă a grupelor de mașini-unelte, produsele de serie avînd o fabricație uniformă, simetrică și continuă, ceea ce prezintă o deosebită importanță pentru organizarea tehnico-economică a întreprinderii.

Cu prilejul elaborării planului de producție al unei întreprinderi este foarte important să se fundamenteze organizarea tehnico-economică cu ajutorul metodelor de programare liniară ; verificarea planului existent, întocmit pe baza metodei alegerii, va permite să se tragă concluzii economice și să se stabilească avantajele metodei matematice de planificare.

[1] Aplicarea programării liniare în planificarea producției. În : Metalurgia și Construcția de Mașini, nr. 3, 1963. [2] Un model matematic de calcul al planificării capacității de producție. În : Construcția de Mașini, nr. 6, 1963. [3] *Finkelstein, B.* Bazele programării liniare. În : Voprosi ekonomiki, nr. 1, 1961, p. 115 – 129. [4] *Aganbeghian, A.* Despre folosirea metodelor matematice la analiza economică. În : Planovoe hozieaistvo, nr. 2, 1960, p. 54 – 66. [5] *Ionescu, H.*, *Mirescu, P.* și *Nădejde, I.* Programarea liniară. București, Editura științifică, 1964.

CZ 621.774

Considerații asupra eforturilor și deformațiilor tangențiale în peretele unei țevi

ION ZAMFIRESCU

În cele ce urmează se evidențiază unele aspecte referitoare la eforturile și deformațiile pe direcția tangentei în peretele unei țevi, în cazul cînd aceasta este supusă numai la presiune interioară și exterioară sau pe lîngă aceste presiuni și la un efort axial.

Se consideră ca parametru variabil raportul dintre presiunea interioară p_i și cea exterioară p_e, care permite precizarea întregii game de variație a eforturilor și deformațiilor pe direcția tangentei.

În cadrul studiului se iau în considerare următoarele situații :

— efortul unitar pe direcția tangentei în cazul cînd țeava este supusă la presiune interioară și exterioară uniform distribuită, cu sau fără efort axial;

— deformația specifică pe direcția tangentei în cazul țevii deschise la capete, supusă numai la presiune interioară și exterioară sau și la efort axial;

— deformația specifică tangențială în cazul țevii închise la capete și supuse numai la presiune interioară și exterioară sau și la efort axial.

1. *Eforturile unitare pe direcția tangentei*

Efortul unitar pe direcția tangentei este dat de relația cunoscută :

$$\sigma_t = \frac{p_i\, r_i^2 - p_e\, r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2\, r_e^2\, (p_i - p_e)}{r^2\, (r_e^2 - r_i^2)},$$

unde r_i și r_e sînt razele interioare, respectiv exterioare, ale țevii, iar p_i și p_e sînt presiunile interioare, respectiv exterioare, uniform distribuite pe peretele țevii.

Această relație se poate scrie introducînd notația $a = \frac{r_e^2}{r_i^2}$ și $u = \frac{r^2}{r_i^2}$, sub forma :

$$\sigma_t = \frac{1}{a-1}\left[p_i\left(\frac{a}{u} + 1\right) - a\, p_e\left(1 + \frac{1}{u}\right)\right]. \quad (1)$$

Din studiul acestei expresii și al derivatelor sale se deduc o serie de aspecte, precizate în cele ce urmează.

Efortul σ_t este compresiune ($\sigma_t < 0$) pe toată grosimea peretelui țevii dacă :

$$\frac{p_i}{p_e} < \frac{2a}{a+1}, \quad (2)$$

iar curba reprezentativă poate avea forma din figurile 1,*a*, 1, *b* sau 1, *c*.

Efortul σ_t este întindere ($\sigma_t > 0$) pe toată grosimea peretelui țevii dacă :

$$\frac{p_i}{p_e} > \frac{a+1}{2}, \quad (3)$$

iar curba reprezentativă este ca în figura 1, *e*.

Efortul σ_t este întindere pe porțiunea dinspre interior a peretelui țevii ($\sigma_{t_i} > 0$) și compresiune pe cealaltă porțiune ($\sigma_{t_e} < 0$) dacă sînt satisfăcute condițiile :

$$\frac{2a}{a+1} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a+1}{2}, \quad (4)$$

curba reprezentativă arătînd ca în figura 1, *d* ;

efortul σ_t nu poate fi compresiune pe porțiunea dinspre interiorul peretelui țevii și întindere pe cealaltă porțiune.

Efortul σ_t este constant pe toată grosimea peretelui țevii dacă :

$$\frac{p_i}{p_e} = 1. \tag{5}$$

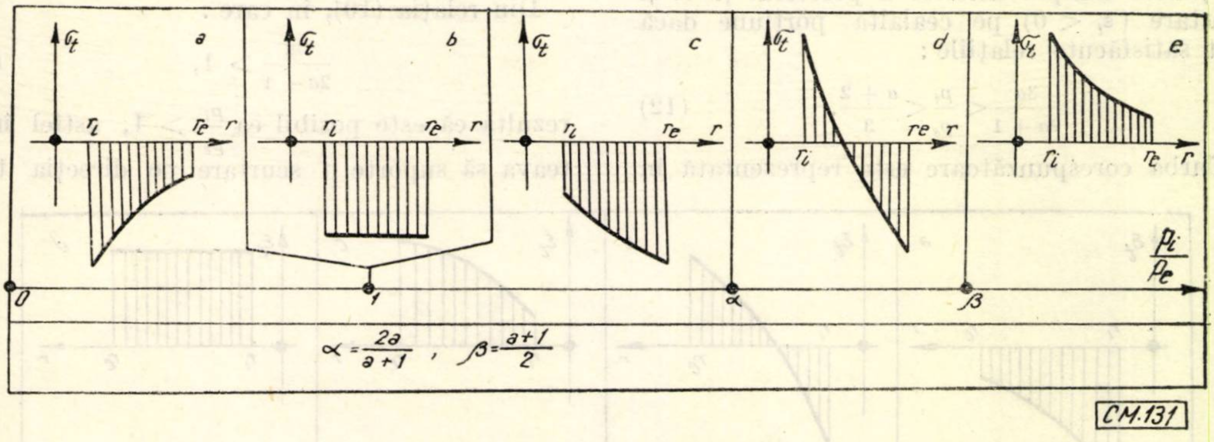


Fig. 1

În acest caz, valoarea sa este :

$$\sigma_t = -p_i = -p_e = -p, \tag{6}$$

iar curba reprezentativă apare ca în figura 1, *b*.

În peretele țevii se poate realiza o suprafață neutră din punctul de vedere al efortului pe direcția tangentei.

Această suprafață reprezintă un cilindru drept, coaxial țevii, și este determinată de expresia :

$$u = \frac{a\,(p_i - p_e)}{a\,p_e - p_i} \tag{7}$$

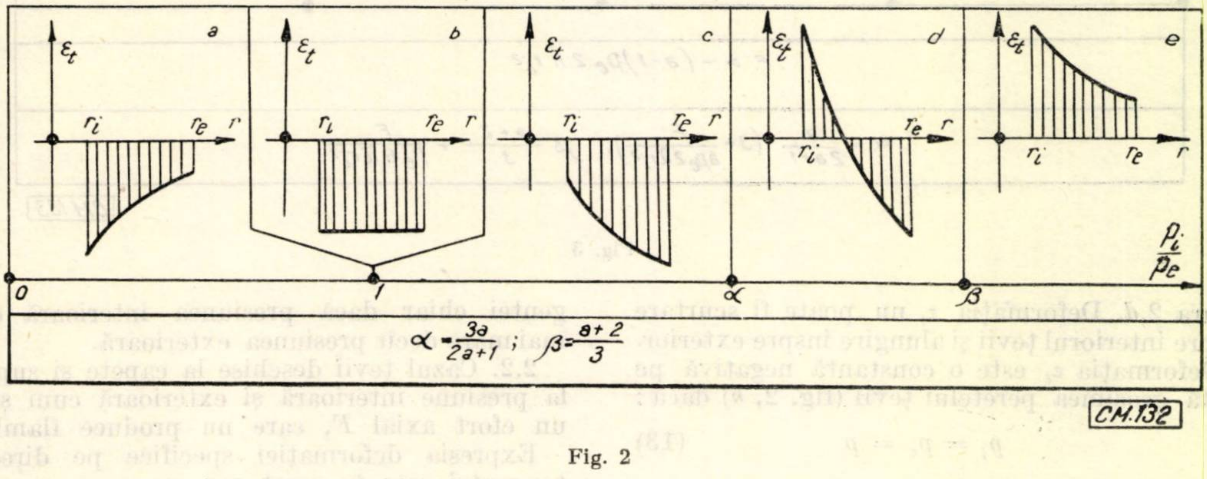


Fig. 2

sau :

$$r = r_e \sqrt{\frac{p_i - p_e}{a p_e - p_i}}. \tag{8}$$

Din relația (2), în care $\frac{2a}{a+1} > 1$, rezultă că $\frac{p_i}{p_e}$ poate fi mai mare decît 1 și deci în țeavă se pot naște eforturi unitare de compresiune pe direcția tangentei chiar dacă presiunea interioară p_i este mai mare decît presiunea exterioară p_e, ceea ce pare neverosimil.

2. *Deformațiile specifice pe direcția tangentei*

2.1. Cazul țevii deschise la capete și solicitate numai la presiune interioară și exterioară uniform distribuită. Expresia deformației specifice pe direcția tangentei este :

$$\varepsilon_t = \frac{2}{3\,E}\left[\frac{p_i\,r_i^2 - p_e\,r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{2\,r_i^2\,r_e^2\,(p_i - p_e)}{r^2\,(r_e^2 - r_i^2)}\right],$$

care se mai poate scrie, folosind notațiile de la punctul 1, sub forma :

$$\varepsilon_t = \frac{2}{3\,E\,(a-1)}\left[p_i\left(\frac{2a}{u} + 1\right) - a\,p_e\left(1 + \frac{2}{u}\right)\right]. \tag{9}$$

Deformația ε_t este scurtare ($\varepsilon_t < 0$) dacă

$$\frac{p_i}{p_e} < \frac{3a}{2a+1}. \tag{10}$$

Această scurtare are loc pe toată grosimea peretelui țevii, iar curba reprezentativă apare ca în figura 2, *c*.

Deformaţia ε_t este alungire ($\varepsilon_t > 0$) dacă:

$$\frac{p_i}{p_e} > \frac{a+2}{3}. \tag{11}$$

Alungirea are loc pe toată grosimea peretelui ţevii, curba reprezentativă apărînd în figura 2,*e*.

Deformaţia ε_t este alungire ($\varepsilon_t > 0$) pe porţiunea dinspre interior a peretelui ţevii şi scurtare ($\varepsilon_t < 0$) pe cealaltă porţiune dacă sînt satisfăcute relaţiile:

$$\frac{3a}{2a+1} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a+2}{3}. \tag{12}$$

Curba corespunzătoare este reprezentată în figura 2,*d*. Deformaţia ε_t nu poate fi scurtare înspre interiorul ţevii şi alungire înspre exterior.

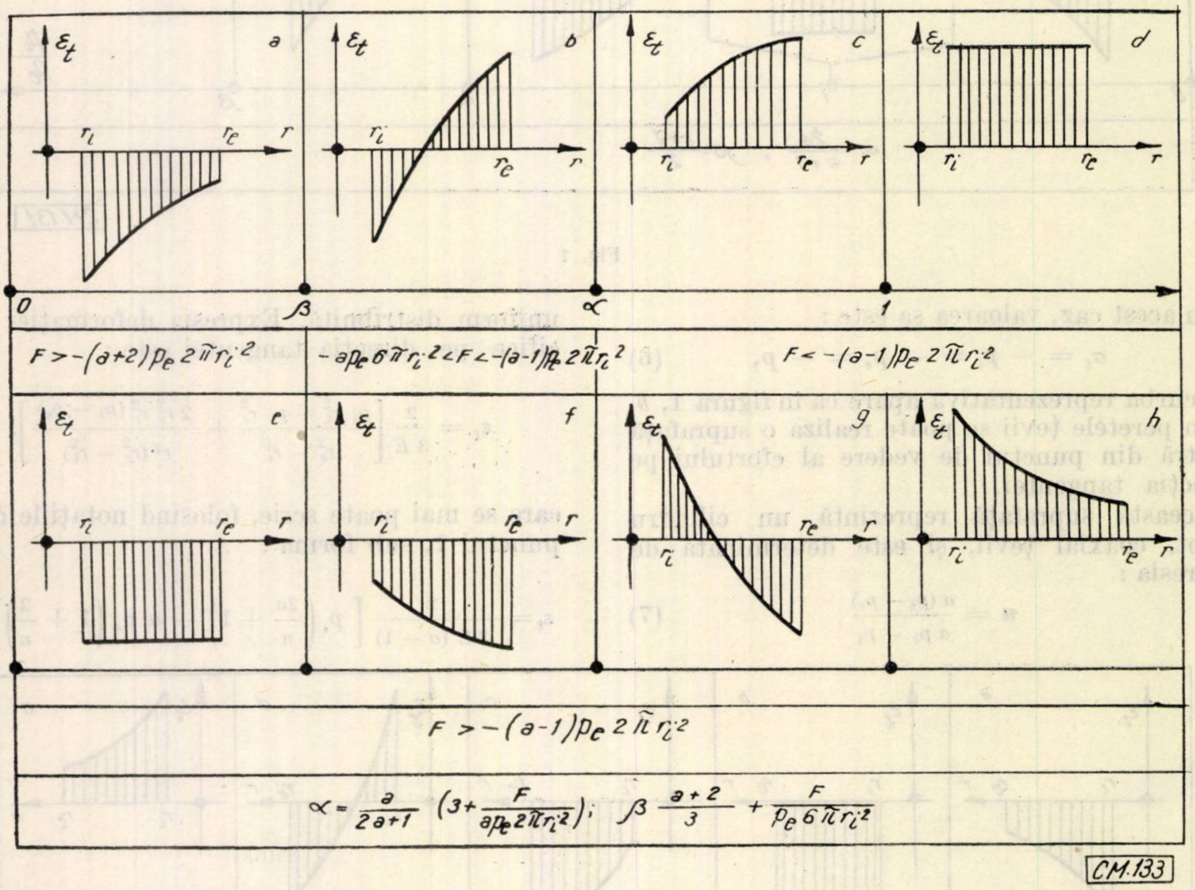

ε_t
a
r_i
r_e
r
b
c
d
0
β
α
1
F > −(a+2) p_e 2π r_i²
−a p_e 6π r_i² < F < −(a−1) p_e 2π r_i²
F < −(a−1) p_e 2π r_i²
e
f
g
h
F > −(a−1) p_e 2π r_i²
α = a/(2a+1) (3 + F/(a p_e 2π r_i²)); β (a+2)/3 + F/(p_e 6π r_i²)
CM.133

Fig. 3

Deformaţia ε_t este o constantă negativă pe toată grosimea peretelui ţevii (fig. 2, *b*) dacă:

$$p_i = p_e = p \tag{13}$$

şi are valoarea:

$$\varepsilon_t = -\frac{2}{3E}p. \tag{14}$$

În peretele ţevii se poate realiza o suprafaţă neutră din punctul de vedere al deformaţiilor pe direcţia tangentei. Această suprafaţă este un cilindru drept, coaxial ţevii, determinat de relaţia:

$$u = \frac{2a(p_i - p_e)}{ap_e - p_i} \tag{15}$$

sau:

$$r = r_e\sqrt{\frac{2(p_i - p_e)}{ap_e - p_i}}. \tag{16}$$

Din relaţia (10), în care:

$$\frac{3a}{2a+1} > 1, \tag{17}$$

rezultă că este posibil ca $\frac{p_i}{p_e} > 1$, astfel încît ţeava să suporte o scurtare pe direcţia tangentei chiar dacă presiunea interioară este mai mare decît presiunea exterioară.

2.2. Cazul ţevii deschise la capete şi supuse la presiune interioară şi exterioară cum şi la un efort axial *F*, care nu produce flambaj.

Expresia deformaţiei specifice pe direcţia tangentei este în acest caz:

$$\varepsilon_t = \frac{2}{3E}\left[\frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{2 r_i^2 r_e^2 (p_i - p_e)}{r^2 (r_e^2 - r_i^2)} - \frac{F}{2\pi(r_e^2 - r_i^2)}\right],$$

care se mai scrie folosind notaţiile stabilite:

$$\varepsilon_t = \frac{2}{3E(a-1)}\left[p_i\left(\frac{2a}{u} + 1\right) - ap_e\left(1 + \frac{2}{u}\right) - \frac{F}{2\pi r_i^2}\right].$$

Deformaţia ε_t este scurtare ($\varepsilon_t < 0$) pe toată grosimea peretelui ţevii (fig. 3, *a*) dacă sînt satisfăcute relaţiile :

$$\frac{p_i}{p_e} < 1 < \frac{a+2}{3} + \frac{F}{p_e 6 \pi r_i^2}, \tag{18}$$

care implică condiţia :

$$F > -(a+2) p_e 2 \pi r_i^2 . \tag{19}$$

De asemenea, ε_t este scurtare pe toată grosimea peretelui ţevii dacă sînt satisfăcute relaţiile :

$$1 < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a}{2a+1} \left(3 + \frac{F}{a p_e 2 \pi r_i^2} \right), \tag{20}$$

care implică şi condiţia :

$$F > -(a-1) p_e 2 \pi r_i^2 . \tag{21}$$

Curba respectivă este arătată în figura 3, *f*.

Deformaţia ε_t este alungire ($\varepsilon_t > 0$) pe toată grosimea peretelui ţevii (fig. 3, *c*) dacă sînt satisfăcute relaţiile :

$$1 > \frac{p_i}{p_e} > \frac{a}{2a+1} \left(3 + \frac{F}{a p_e 2 \pi r_i^2} \right) \tag{22}$$

şi deci :

$$F < -(a-1) p_e 2 \pi r_i^2 . \tag{23}$$

De asemenea, ε_t este alungire pe toată grosimea peretelui ţevii dacă sînt satisfăcute relaţiile :

$$\frac{p_i}{p_e} > 1 \text{ şi } \frac{p_i}{p_e} > \frac{a+2}{3} + \frac{F}{p_e 6 \pi r_i^2}, \tag{23 a}$$

curba reprezentativă apărînd în figura 3, *h*.

Deformaţia ε_t este alungire pe o porţiune dinspre interior a peretelui ţevii şi scurtare pe cealaltă porţiune (fig. 3,*g*) dacă sînt satisfăcute relaţiile :

$$\frac{a}{2a+1} \left(3 + \frac{F}{a p_e \pi r_i^2} \right) < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a+2}{3} + \frac{F}{p_e 6 \pi r_i^2}, \tag{24}$$

care implică pentru F condiţia (21).

Deformaţia ε_t este scurtare înspre interior şi alungire înspre exterior (fig. 3,*b*) dacă sînt satisfăcute relaţiile :

$$\frac{a+2}{3} + \frac{F}{p_e 6 \pi r_i^2} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a}{2a+1} \left(3 + \frac{F}{a p_e \pi r_i^2} \right), \tag{25}$$

cum şi condiţiile :

$$-a p_e 6 \pi r_i^2 < F < -(a-1) p_e 2 \pi r_i^2 . \tag{26}$$

Deformaţia ε_t este o constantă pozitivă, deci alungire pe toată grosimea peretelui ţevii (fig. 3,*b*) pentru :

$$\frac{p_i}{p_e} = 1, \tag{27}$$

avînd valoarea :

$$\varepsilon_t = -\frac{2}{3E} \left[p + \frac{F}{(a-1) 2 \pi r_i^2} \right] \tag{28}$$

dacă este satisfăcută relaţia (23).

ε_t este o constantă negativă, deci scurtare dacă sînt satisfăcute relaţiile (27) şi (21); valoarea sa este exprimată tot de relaţia (28), iar curba corespunzătoare este dată în figura 3,*e*.

În peretele ţevii se poate realiza o suprafaţă neutră din punctul de vedere al deformaţiilor pe direcţia tangentei, suprafaţă cilindrică, dreaptă şi determinată de :

$$u = \frac{2a(p_i - p_e)}{a p_e - p_i + \dfrac{F}{2 \pi r_i^2}} \tag{29}$$

sau

$$r = r_e \sqrt{\frac{2(p_e - p_i)}{a p_e - p_i + \dfrac{F}{2 \pi r_i^2}}} . \tag{30}$$

Din relaţiile (20) şi (21) rezultă că chiar dacă ţeava este supusă la presiune interioară mai mare decît presiunea exterioară, cum şi la efort axial de compresiune, ea poate suferi deformaţii negative pe direcţia tangentei, deci scurtări, ceea ce nu pare verosimil.

Efortul axial F poate fi ales astfel ca ε_t să fie o constantă nulă în peretele ţevii. Această valoare este :

$$F = -(a-1) p 2 \pi r_i^2 . \tag{31}$$

2.3. Cazul ţevii închise la capete şi supuse numai la presiune interioară şi exterioară uniform distribuită.

Expresia deformaţiei specifice pe direcţia tangentei în acest caz este cunoscută şi este dată de relaţia :

$$\varepsilon_t = \frac{1}{3E} \left[\frac{p_i r_i^2 - p_e r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{4 r_i^2 r_e^2 (p_i^2 - p_e)}{r^2 (r_e^2 - r_i^2)} \right],$$

care se mai scrie folosind notaţiile stabilite anterior :

$$\varepsilon_t = \frac{1}{3E(a-1)} \left[p_i \left(\frac{4a}{u} + 1 \right) - a p_e \left(1 + \frac{4}{u} \right) \right]. \tag{32}$$

Deformaţia ε_t este scurtare ($\varepsilon_t < 0$) pe toată grosimea peretelui ţevii (fig. 4,*c*) dacă este satisfăcută relaţia :

$$\frac{p_i}{p_e} < \frac{5a}{4a+1} . \tag{33}$$

Deformaţia ε_t este alungire ($\varepsilon_t > 0$) pe toată grosimea peretelui ţevii (fig. 4,*e*) dacă este satisfăcută relaţia :

$$\frac{p_i}{p_e} > \frac{a+4}{5} . \tag{34}$$

Deformația ε_t este alungire pe o porțiune dinspre interior a peretelui țevii și scurtare pe cealaltă porțiune (fig. 4, *d*) dacă sînt satisfăcute relațiile :

$$\frac{5a}{4a+1} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a+4}{5}. \tag{35}$$

Deformația nu poate fi scurtare pe porțiunea dinspre interior și alungire înspre exterior.

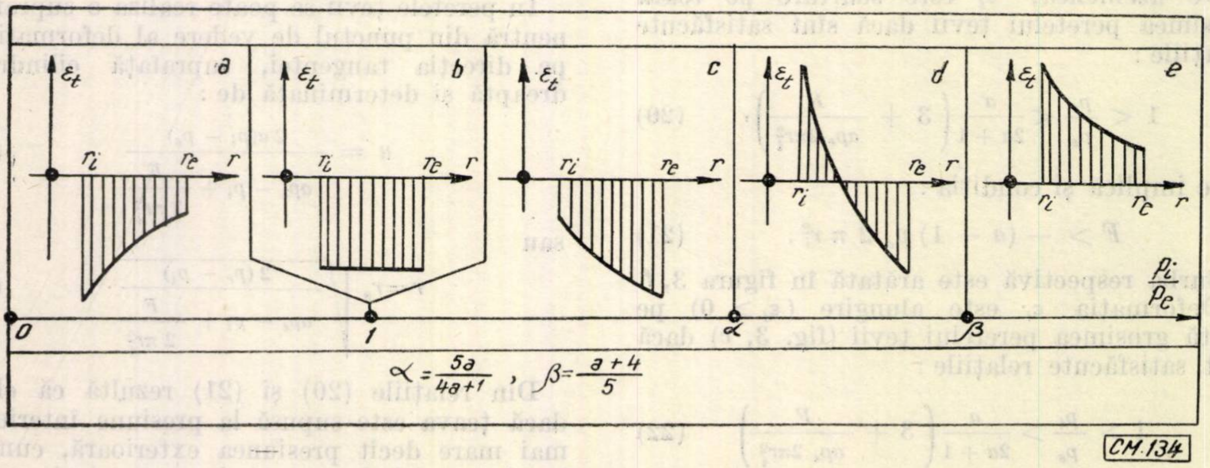


Fig. 4

Deformația ε_t este o constantă negativă pe toată grosimea peretelui țevii (fig. 4,*b*) dacă :

$$\frac{p_i}{p_e} = 1,$$

ε_t avînd valoarea :

$$\varepsilon_t = -\frac{1}{3E}\,p. \tag{36}$$

În peretele țevii se poate realiza o suprafață neutră din punctul de vedere al deformației pe direcția tangentei, un cilindru circular drept cu aceeași axă ca țeava, avînd raza dată de :

$$u = \frac{4a\,(p_i - p_e)}{a\,p_e - p_i} \tag{37}$$

sau :

$$r = 2\,r_e \sqrt{\frac{p_i - p_e}{ap_e - p_i}}\,. \tag{38}$$

Din relația (33), în care :

$$\frac{5a}{4a+1} > 1, \tag{39}$$

rezultă că $\frac{p_i}{p_e} > 1$ și deci se pot obține în peretele țevii deformații negative pe direcția tangentei, adică scurtare, chiar dacă presiunea interioară este mai mare decît presiunea exterioară.

2.4. Cazul țevii închise la capete și supuse la presiune interioară și exterioară, cum și la un efort axial *F* care nu produce flambaj.

Deformația specifică pe direcția tangentei are expresia :

$$\varepsilon_t = \frac{1}{3E}\left[\frac{p_i\,r_i^2 - p_e\,r_e^2}{r_e^2 - r_i^2} + \frac{4r_i^2\,r_e^2\,(p_i - p_e)}{r^2\,(r_e^2 - r_i^2)} - \frac{F}{2\pi(r_e^2 - r_i^2)}\right],$$

care se mai poate scrie folosind notațiile stabilite :

$$\varepsilon_t = \frac{1}{3E(a-1)}\left[p_i\left(\frac{4a}{u} + 1\right) - ap_e\left(1 + \frac{4}{u}\right) - \frac{F}{2\,\pi r_i^2}\right]. \tag{40}$$

Deformația ε_t este scurtare (fig. 5,*a*) pe toată grosimea peretelui țevii ($\varepsilon_t < 0$) dacă sînt satisfăcute relațiile :

$$\frac{p_i}{p_e} < 1;\quad \frac{p_i}{p_e} < \frac{a + 4 + \frac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{5} \tag{41}$$

și :

$$F > -(a+4)\,p_e\,2\pi r_i^2\,. \tag{42}$$

De asemenea, ε_t este scurtare (fig. 5,*f*) pe toată grosimea peretelui țevii ($\varepsilon_t < 0$) dacă sînt satisfăcute relațiile :

$$1 < \frac{p_i}{p_e} < \frac{5a + \frac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{4a+1} \tag{43}$$

și :

$$F > -(a-1)\,p_e\,2\,\pi r_i^2$$

determinată anterior.

Deformația ε_t este alungire (fig. 5,*c*) pe toată grosimea peretelui țevii ($\varepsilon_t > 0$) dacă sînt satisfăcute relațiile:

$$\frac{5a + \dfrac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{4a+1} < \frac{p_i}{p_e} < 1, \tag{44}$$

cum și condiția auxiliară cunoscută:

$$F > -(a-1)\,p_e\,2\,\pi r_i^2\,.$$

De asemenea, ε_t este alungire (fig. 5,*h*) cînd sînt satisfăcute condițiile:

$$\frac{p_i}{p_e} > 1 \text{ și } \frac{p_i}{p_e} > \frac{a + 4 + \dfrac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{5}. \tag{45}$$

Deformația ε_t este alungire (fig. 5,*g*) pe o porțiune dinspre interior a peretelui țevii și scurtare pe cealaltă porțiune dacă sînt satisfăcute condițiile:

$$\frac{5\,a + \dfrac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{4a+1} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{a + 4 + \dfrac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{5}, \tag{46}$$

cum și condiția pentru F:

$$F > -(\,a-1)\,p_e\,2\,\pi r_i^2\,.$$

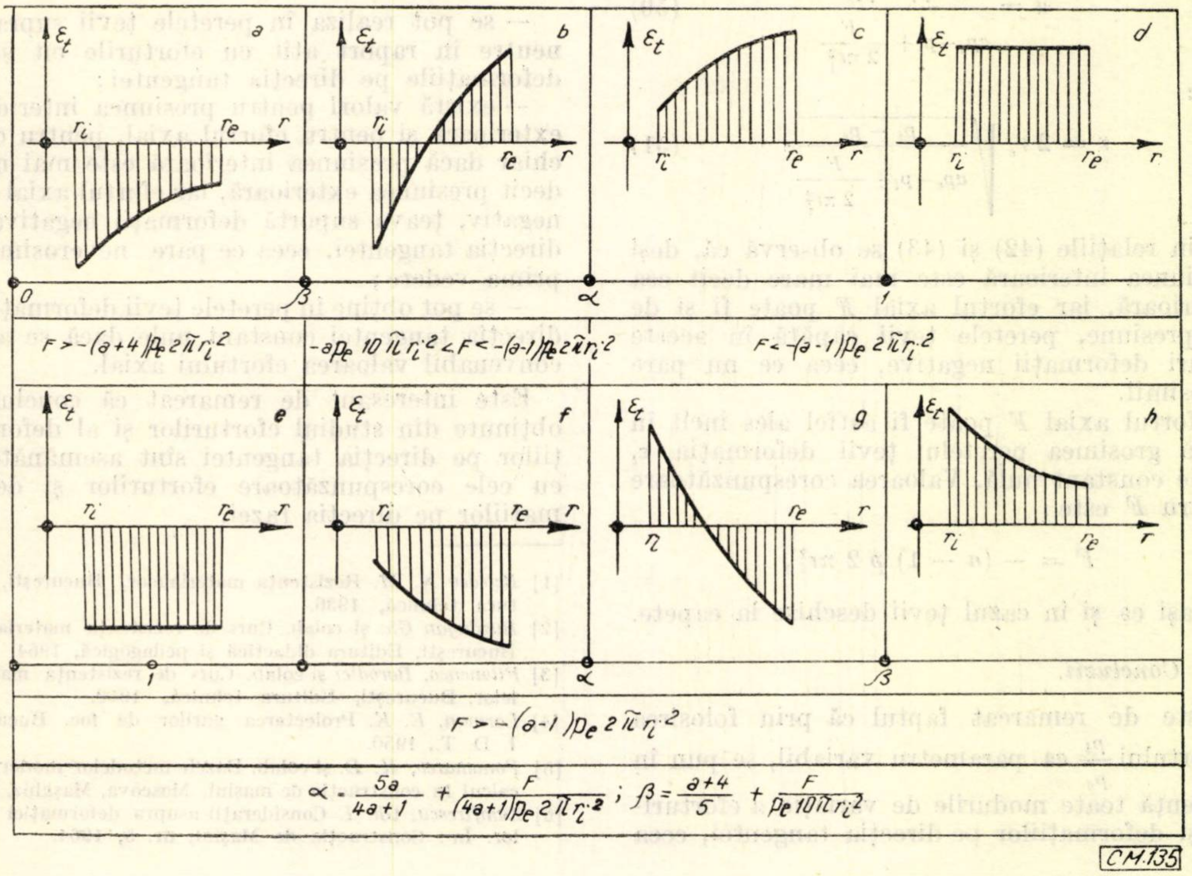

a
ε_t
r_i
r_e
r
b
ε_t
r_i
r_e
r
c
ε_t
r_i
r_e
r
d
ε_t
r_i
r_e
r
0
β
α
1
$F > -(a+4)p_e 2\pi r_i^2$
$-ap_e\,10\pi r_i^2 < F < -(a-1)p_e 2\pi r_i^2$
$F < -(a-1)p_e\,2\pi r_i^2$
e
ε_t
r_i
r_e
r
f
ε_t
g
ε_t
r_i
r_e
r
h
ε_t
r_i
r_e
r
1
α
β
$F > -(a-1)p_e\,2\pi r_i^2$
$\alpha = \frac{5a}{4a+1} + \frac{F}{(4a+1)p_e 2\pi r_i^2}$; $\beta = \frac{a+4}{5} + \frac{F}{p_e 10\pi r_i^2}$
CM.135

Fig. 5.

Deformația ε_t este scurtare pe o porțiune dinspre interior și alungire înspre exterior (fig. 5,*b*) dacă sînt satisfăcute relațiile:

$$\frac{a + 4 + \dfrac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{5} < \frac{p_i}{p_e} < \frac{5a + \dfrac{F}{p_e\,2\pi r_i^2}}{4a+1}, \tag{47}$$

cum și condițiile pentru F:

$$-\,ap_e\,10\,\pi r_i^2 < F < -\,(a-1)\,p_e\,2\,\pi r_i^2. \tag{48}$$

Deformația ε_t este alungire constantă pe toată grosimea peretelui țevii (fig. 5,*d*) dacă:

$$\frac{p_i}{p_e} = 1,$$

iar:

$$F < -\,(a-1)\;p\;2\,\pi r_i^2\,.$$

Valoarea deformației este dată de:

$$\varepsilon_t = -\frac{1}{3E}\left[\,p + \frac{F}{(a-1)\,2\pi r_i^2}\right]. \tag{49}$$

De asemenea, ε_t este scurtare constantă dacă sînt îndeplinite condițiile precedente, în afară de condiția pentru F care trebuie să satisfacă relația:

$$F > -\,(a-1)\;p\;2\,\pi r_i^2\,.$$

Valoarea deformației este dată tot de expresia (49), iar curba de variație este arătată în figura 5,*e*.

În peretele țevii se poate realiza o suprafață neutră din punctul de vedere al deformației pe direcția tangentei, un cilindru circular drept cu aceeași axă ca și țeava definit de :

$$u = \frac{4a\,(p_i - p_e)}{ap_e - p_i + \dfrac{F}{2\,\pi r_i^2}} \qquad (50)$$

sau :

$$r = 2\,r_e \sqrt{\frac{p_i - p_e}{ap_e - p_i + \dfrac{F}{2\,\pi r_i^2}}}. \qquad (51)$$

Din relațiile (42) și (43) se observă că, deși presiunea interioară este mai mare decît cea exterioară, iar efortul axial *F* poate fi și de compresiune, peretele țevii capătă în aceste cazuri deformații negative, ceea ce nu pare verosimil.

Efortul axial *F* poate fi astfel ales încît în toată grosimea peretelui țevii deformația ε_t să fie constant nulă. Valoarea corespunzătoare pentru *F* este :

$$F = -\,(a - 1)\,p\,2\,\pi r_i^2,$$

aceeași ca și în cazul țevii deschise la capete.

3. *Concluzii.*

Este de remarcat faptul că prin folosirea raportului $\frac{p_i}{p_e}$ ca parametru variabil, se pun în evidență toate modurile de variație a eforturilor și deformațiilor pe direcția tangentei, ceea ce prin metoda clasică de studiu nu se poate obține.

Din rezultatele obținute se menționează următoarele :

— presiunea interioară și cea exterioară pot fi astfel alese încît țeava să suporte pe direcția tangentei fie numai comprimare și scurtare, fie numai întindere și alungire, fie ambele simultan ;

— se pot realiza în peretele țevii suprafețe neutre în raport atît cu eforturile cît și cu deformațiile pe direcția tangentei ;

— există valori pentru presiunea interioară, exterioară și pentru efortul axial, pentru care, chiar dacă presiunea interioară este mai mare decît presiunea exterioară, iar efortul axial este negativ, țeava suportă deformații negative pe direcția tangentei, ceea ce pare neverosimil la prima vedere ;

— se pot obține în peretele țevii deformații pe direcția tangentei constant nule dacă se alege convenabil valoarea efortului axial.

Este interesant de remarcat că concluziile obținute din studiul eforturilor și al deformațiilor pe direcția tangentei sînt asemănătoare cu cele corespunzătoare eforturilor și deformațiilor pe direcția razei.

[1] *Beleaev N. M.* Rezistența materialelor, București, Editura tehnică, 1956.

[2] *Buzdugan Gh.* și colab. Curs de rezistența materialelor. București, Editura didactică și pedagogică, 1964.

[3] *Filonenco, Borodici* și colab. Curs de rezistența materialelor. București, Editura tehnică, 1952.

[4] *Larman, E. K.* Proiectarea gurilor de foc. București, I. D. T., 1950.

[5] *Ponomarev, K. D.* și colab. Bazele metodelor moderne de calcul în construcția de mașini. Moscova, Mașghiz, 1952.

[6] *Zamfirescu, Gh. I.* Considerații asupra deformației țevilor. În : Construcția de Mașini, nr. 5, 1964.

CŽ 621.892.09

Ungerea utilajelor la temperaturi înalte şi foarte înalte

CONSTANTIN CREŢULESCU

Problema ungerii utilajelor la temperaturi înalte şi foarte înalte este extrem de importantă deoarece se referă la foarte multe utilaje care lucrează la asemenea temperaturi, în majoritate provenite din import.

Problema asigurării ungerii mecanismelor care funcţionează la temperaturi înalte şi foarte înalte reprezintă o preocupare deosebită întrucît, în primul rînd, ţara noastră este producătoare de lubrifianţi; pe de altă parte, inginerii şi tehnicienii care au în sarcină întreţinerea acestor utilaje, ce lucrează în condiţii deosebit de grele din cauza temperaturilor mari la care sînt solicitate, sînt obligaţi să cunoască lubrifianţii prescrişi pentru ungerea lor.

În lucrarea de faţă se prezintă lubrifianţii utilizaţi pe plan mondial la ungerea mecanismelor ce funcţionează la temperaturi înalte şi foarte înalte, cum şi la prelucrarea metalelor la asemenea temperaturi.

În acelaşi timp se arată şi eforturile făcute de cercetătorii romîni în scopul de a realiza în ţară lubrifianţii destinaţi acestor temperaturi ridicate.

În funcţie de regimul termic de lucru şi de domeniul de aplicare se propune următoarea clasificare:

— lubrifianţi pentru temperaturi mari, utilizaţi pînă la circa 250°C;

— lubrifianţi pentru temperaturi înalte, utilizaţi între 250 şi 450°C;

— lubrifianţi pentru temperaturi foarte înalte, utilizaţi pentru ungere între 450 şi 750°C;

— lubrifianţi pentru temperaturi foarte înalte, utilizaţi pentru prelucrarea metalelor între 600 şi 1 200°C.

Lubrifianţi utilizaţi pînă la circa 250°C. Locurile de ungere cu temperaturi de regim pînă la 250°C se pot împărţi în două grupe: locuri de ungere cu ulei şi locuri de ungere cu unsoare.

Pentru locurile de ungere ferite de acţiunea oxidantă a aerului, de exemplu băi de ulei închise pentru angrenaje care lucrează la temperaturi ridicate sau locuri de ungere ce vin în contact cu aburul saturat sau supraîncălzit, se utilizează pentru ungere uleiuri de cilindru, de exemplu uleiurile C—255, C—265 pentru abur saturat sau uleiul C—315 pentru abur supraîncălzit.

Indicii de calitate a acestor uleiuri se află cuprinşi în STAS 385-55.

Aceste uleiuri sînt folosite pentru ungere la temperaturi apropiate de punctele lor de inflamabilitate (250—350°C) [10] şi se comportă bine în procesele de ungere dacă nu sînt supuse acţiunii oxidante sau generatoare de asfalturi a aerului.

După punctele lor de inflamabilitate aceste uleiuri au viscozităţi mari, de 4—5°E la 100°C pentru uleiurile C—255 şi C—265 sau de 7—9°E la 100°C pentru uleiul C—315.

Asemenea uleiuri trebuie să posede o volatilitate redusă din cauza temperaturilor de regim la care trebuie să lucreze şi nu este necesar să aibă indici de viscozitate mari.

Pentru locurile de ungere cu ulei ce vin în contact cu aerul, experienţa acumulată pînă acum asupra uleiurilor derivate din ţiţei arată că se pot folosi uleiuri minerale pînă la temperaturi de lucru de maximum 160°C.

Cum la această temperatură acţiunea oxidantă a aerului este catalizată puternic de temperatura ridicată a suprafeţei metalice care trebuie unsă, se impune ca aceste uleiuri să conţină aditivi antioxidanţi.

Grosimea filmului de ulei ce se menţine la temperatura de 160°C depinde de viscozitatea uleiului la această temperatură. Experienţa arată că uleiurile minerale cu circa 4°E la 100°C se comportă satisfăcător la 160°C.

Se prezintă în continuare, comparativ, viscozităţile a patru uleiuri — trei romîneşti şi unul sovietic — care au fost propuse pentru ungere la compresoarele de gaz convertit de la Combinatul de îngrăşăminte azotoase Piatra Neamţ—Roznov, care au un regim de funcţionare la 160°C în procesul de sinteză a amoniacului:

Ulei 423 STAS 751-49	*Ulei MK 22 (U.R.S.S.)*
V 50=24, 8°E	V 50 =23, 3°E
V 100= 3,23°E	V 100= 3,05°E
V 160= 1,48°E	V 160= 1,43°E
Ulei C-265 STAS 385-55	*Ulei V-10.004 STAS 387-49*
V 50=42, 5°E	V 50=48, 1°E
V 100= 3,95°E	V 100= 4, 5°E
V 160= 1,52°E	V 160= 1,59°E

Deşi iniţial prescripţiile originale de ungere pentru compresoarele de fabricaţie sovietică indicau pentru folosire uleiul sovietic MK 22, în urma încercărilor efectuate s-a dovedit că acest ulei nu se comportă corespunzător la temperatura de 160°C.

Dat fiind că, la 160°C, uleiurile romîneşti C—265 şi V-10.004 au viscozităţi superioare uleiului sovietic MK 22 şi apropiate între ele ca valoare (1,52°E şi 1,59°E), specialiştii sovietici s-au fixat la uleiul C—265, care se comportă satisfăcător în exploatare la această temperatură şi este mai ieftin.

Pentru temperaturi de lucru cuprinse între 120 şi 140°C, în atmosferă umedă, se foloseşte cu succes ulei 419 cu 5% grafit coloidal, ca de exemplu la ungerea lanţului cu clupe de la maşinile de uscat şi termofixat de tip Krantz din industria textilă.

Trebuie făcută observaţia că proprietăţile excelente de ungere ale grafitului se datoresc formării de filme datorită adsorbţiei apei sau a uleiului pe suprafeţele cristaline ale structurii sale. Aceste filme de adsorbţie dispar la temperaturi de circa 400°C [1], grafitul pierzîndu-şi calităţile de lubrifiant [2], [3].

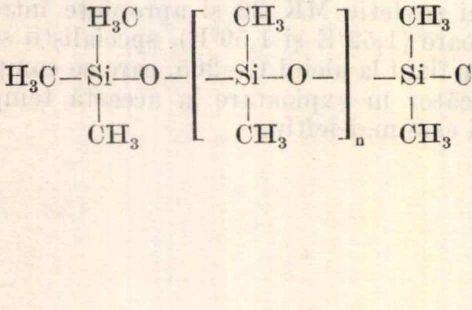
Menţionăm cu această ocazie şi utilizarea unor lagăre construite pe cuzineţi de grafit la unele instalaţii de termofixare a textilelor, importate din R.D.G., ce funcţionează la Fabrica de postav Buhuşi. Lagărul de grafit se comportă bine în atmosfera umedă rezultată din uscarea cu aer cald a textilelor la circa 120°C, urmată de termofixarea lor la circa 200°C, ceea ce confirmă utilizarea grafitului ca lubrifiant în condiţiile indicate de literatura de specialitate [1], [2].

Rezultate mai bune la ungerea cu ulei a suprafeţelor metalice cu temperaturi de lucru chiar pînă la 350°C s-au obţinut folosind ulei 405 cu 5% adaos de bisulfură de molibden de provenienţă romînească, cu o granulaţie sub 60 μm [4]. Acest preparat a putut substitui în mare parte produsele similare din import, utilizate pe scară largă la ungerea unor agregate textile ce lucrează la temperaturi ridicate, cum ar fi lubrifianţii livraţi de firma Klüber-Lubrication din Republica Federală Germană. Utilizarea bisulfurii de molibden ca lubrifiant merită o atenţie deosebită, cu atît mai mult cu cît ţara noastră posedă minereul respectiv.

Pentru o serie de utilaje moderne importate în ultimul deceniu, se prescrie folosirea uleiurilor de siliconi ca lubrifianţi pentru locurile ce trebuie unse cu ulei, la temperaturi de regim continuu de circa 200—250°C sau, pentru scurtă durată, chiar de 500°C.

Siliconii sînt produse sintetice fabricate în străinătate şi comercializate sub formă de uleiuri, unsori, emulsii, răşini sintetice, elastomeri cu proprietăţi superioare cauciucului, fluide dielectrice, lacuri izolante, antispumanţi sau ingrediente pentru cosmetică. Datorită proprietăţilor deosebite pe care le au, uleiurile şi unsorile de siliconi tind să înlocuiască uleiurile minerale şi unsorile consistente obişnuite.

Uleiurile de siliconi sînt derivaţi organosilicici, de obicei dimetil-polisiloxani, corespunzînd următoarei formule chimice :



$$H_3C-\underset{CH_3}{\overset{H_3C}{Si}}-O-\left[-\underset{CH_3}{\overset{CH_3}{Si}}-O-\right]_n-\underset{CH_3}{\overset{CH_3}{Si}}-CH_3$$

La unele varietăţi de uleiuri de siliconi, valenţele siliciului neocupate de oxigen sînt ocupate fie de hidrogen, fie de radicalul fenil ($-C_6H_5$).

Proprietăţile fizico-chimice ale uleiurilor de siliconi depind de valoarea gradului de polimerizare n şi de natura radicalilor organici legaţi de valenţele neocupate de atomi de oxigen ale siliciului.

Proprietăţile mai importante ale uleiurilor de siliconi sînt următoarele :

— lichide, incolore şi inodore cu o foarte slabă variaţie a viscozităţii în funcţie de temperatură ; rămîn fluide chiar la temperaturi foarte scăzute (—50°C) ;

— au o tensiune superficială minimă de ordinul a 20 dyne/cm ;

— sînt neutre din punct de vedere chimic şi nu provoacă nici un fel de coroziune asupra metalelor cu care vin în contact ;

— au o mare stabilitate termică şi pot fi utilizate la locuri de ungere cu ulei ce au temperaturi de regim pînă la circa 200°C ;

— manifestă o rezistenţă ridicată la oxidare, la acţiunea acizilor minerali şi a soluţiilor saline ;

— sînt insolubile în apă şi imprimă un caracter hidrofob suprafeţelor pe care se depun ;

— nu atacă cauciucul sintetic sau natural şi nici masele plastice, chiar la temperaturi ridicate, constituind lubrifianţi excelenţi şi pentru aceste materiale ;

— au proprietăţi dielectrice excelente într-un mare interval de frecvenţă şi temperatură ;

— sînt inerte din punct de vedere fiziologic, nu irită pielea ; pot constitui o mănuşă protectoare pentru mîini, dacă se aplică înainte de a manipula produse acide sau caustice, asigurînd o respiraţie normală a pielii ;

— la o concentraţie de 1—10 părţi la un milion joacă rolul de antispumanţi, împiedicînd formarea de spumă la uleiurile minerale şi vegetale, la gudroane sau bitumuri ;

— pot fi fabricate într-o gamă foarte largă de viscozităţi de la 0,65 cSt pînă la 100 000 cSt.

Pentru exemplificare se prezintă caracteristicile fizico-chimice ale unei varietăţi de ulei-siliconi — ulei SI 200 — fabricat de Société industrielle des Silicones (Franţa) :

viscozitatea la 25°C	26,3°E ;
punctul de inflamabilitate	316°C ;
punctul de congelare	—53°C ;
densitatea la 25°C	0,971 g/cm³ ;
indicele de viscozitate	0,62 ;
coeficientul de dilataţie cubică pe °C	0,00096 ;
indicele de refracţie la 25°C	1,4031.

Uleiurile de siliconi pot fi întrebuinţate în atmosferă oxidantă pînă la 200°C.

La temperaturi ale locurilor de ungere de peste 200°C are loc o oxidare a radicalilor organici legaţi de atomul de siliciu, astfel că grupele $-CH_3$ se transformă în aldehidă formică și acid acetic. Dacă însă locul de ungere funcționează în atmosferă de gaz inert, uleiul de siliconi poate rezista pînă la 350—450°C. La temperaturi de peste 400°C, în atmosferă oxidantă, uleiurile de siliconi ard și se transformă în SiO_2, CO_2 și H_2O.

Ca unsori, în R.P.R. se fabrică, conform STAS 1608-50, unsoare pentru rulmenți tip Rul 145 și Rul 165, cu următoarele caracteristici de bază:

	Rul 145	*Rul 165*
Punct de picurare, °C,	min 145	min 165
Penetrație la 25°C, 10^{-1}mm	220—265	180—210

Aceste unsori sînt utilizate pentru temperaturi de regim cu circa 30°C sub punctele lor de picurare. În ultimii ani s-a introdus unsoarea Rul S 140, fabricată pe bază de săpunuri de sodiu și calciu din acizi grași sintetici de la oxidarea parafinei, cu varianta Rul SL 140 care conține 2% lanolină [5] și unsoarea Rul S 180 cu aditiv antioxidant, care se comportă în practică identic ca unsoarea americană Mobil Temp Grease la temperaturi de regim de circa 140°C și atmosferă oxidantă, la rulmenții calandrelor uscătoarelor de cord de la Uzina de anvelope Danubiana — București.

Unsorile Rul S 140, Rul SL 140 și Rul S180 cu aditiv antioxidant pot fi utilizate pentru temperaturi de lucru mai mici cu circa 30°C decît punctul lor de picurare. Pentru temperaturi de regim ce depășesc 100°C, s-a dovedit că încorporarea unui aditiv antioxidant, cum ar fi difenilamina, în uleiul de bază al unsorii consistente, dă rezultate foarte bune [6].

Un pas înainte în realizarea de unsori romînești pentru rulmenți, cu punct de picurare crescut și penetrație mare, îl reprezintă unsorile complexe pe bază de acetat de sodiu (unsori Rul A), cu aditivi antioxidanți (ditiofosfat de zinc) sau cu aditivi de extremă presiune (parafină clorurată). Aceste unsori suplinesc în mare parte unsorile pe bază de săpunuri de litiu aduse din import [6].

Redăm mai jos caracteristicile de bază ale unor asemenea tipuri de unsori, care au dovedit în practică o foarte bună stabilitate termică:

Tipul	*1*	*2*	*3*
Punct de picurare, °C	184	152	225
Penetrația la 25°C, 10^{-1} mm	300	330	250

Pentru completare, menționăm și unsoarea în formă de calup pentru lagăre deschise (tip LD 170), fabricată conform STAS 2721-51. Prin încorporare de săpun, punctul de picurare al acestei unsori a atins 230°C, putînd fi utilizată la lagărele deschise ale fierbătoarelor rotative de macerat stuf de la Combinatul de celuloză din stuf de la Chiscani.

În încheiere, menționăm și unsoarea cu 8% grafit coloidal, realizată de colectivul Laboratorului de cercetări al Rafinăriei Teleajen pentru locuri de ungere cu regim de lucru pînă la maximum 240°C, următoarele caracteristici de bază: punct de picurare, 273°C și penetrație la 25°C, 10^{-1}.200 mm.

Neputînd fi utilizată pentru ungerea mecanismelor interioare ale cuptoarelor de pîine, la care a fost încercată, din cauza fumului degajat în primele momente ale aplicării ei pe suprafețele metalice fierbinți, această unsoare este folosită la alte mașini industriale care funcționează în hale de lucru.

Un succes îl constituie înlocuirea grafitului coloidal, produs importat din R. F. G. sau R. P. Chineză, cu negru de fum provenit din gaz metan și realizarea, prin adăugarea unui aditiv de extremă presiune, a unei unsori pentru angrenaje greu solicitate ce lucrează la cald.

Din cele de mai sus rezultă că unsorile realizate pe bază de săpunuri metalice de către industria noastră de petrol nu pot fi utilizate decît pentru condiții de lucru de maximum 240°C.

Lubrifianți pentru temperaturi cuprinse între 250 și 450°C. La temperaturi de lucru de peste 250°C, uleiurile minerale provenite din țițeiuri, ca și unsorile consistente fabricate pe bază de săpunuri metalice de către industria noastră de petrol, nu mai pot asigura ungerea.

Numai la locuri de ungere cu ulei ale mecanismelor care funcționează în atmosferă de gaz inert se pot folosi pînă la maximum 400°C uleiuri de siliconi.

În cazul că mecanismul solicită o ungere cu ulei, iar mediul ambiant al mecanismului este oxidant, ungerea poate fi asigurată cu ulei în care s-a încorporat circa 3—5% pudră de bisulfură de molibden.

De la firma Klüber-Lubrication (R.F. Germană) se importă uleiul cu bisulfură de molibden, denumit ulei Klüber tip KR 29 EHD-MF, care asigură o ungere eficientă pînă la circa 450°C în atmosferă oxidantă.

Uleiul suport în care este suspendată pulberea fină de bisulfură de molibden, cu o granulație sub 30 μm, se evaporă la temperaturi ridicate (circa 300°C) și ungerea se realizează pe cale uscată pînă la circa 450°C, datorită fenomenului de clivaj al cristalelor de bisulfură de molibden.

Se menționează, ca o realizare de deosebită importanță pentru economia națională, eforturile colectivului de cercetători de la Institutul politehnic din Cluj — Catedra de tehnologia metalelor — care au pus la punct un procedeu romînesc de fabricare a pudrei de bisulfură de molibden pură pornind de la minereul molibdenită, utilizabilă ca lubrifiant pentru temperaturi înalte.

Bisulfura de molibden asigură ungerea între —80°C și +450°C în atmosferă oxidantă și în continuare pînă la +750°C în atmosferă de gaz inert. Ea poate fi utilizată fie ca lubrifiant solid (pudră sau pastă), fie ca suspensie în ulei pentru următoarele scopuri :

— pentru ungerea părţilor în frecare ale mecanismelor ce lucrează în condiţii grele de ungere (temperaturi şi presiuni ridicate) ;

— pentru rodaj sub formă de suspensie în ulei ;

— ca material de ungere inclus în piesele sinterizate autolubrifiante ;

— ca adaos în lichidele de ungere şi răcire ;

— la prelucrarea metalelor prin deformare plastică la rece (tragere, trefilare, laminare, ambutisare, ştanţare etc.) ;

— s b formă de unsoare (de exemplu, Molykote Fett 1142 livrată de Molykote K. G. München 19-R.F.G.) pentru rulmenţii de dimensiuni foarte mici ai aparatelor de dentistică cu turaţii pînă la 100 000 rot/min.

Ca lubrifianţi pentru temperaturi înalte se folosesc şi unsori pe bază de siliconi, procurate din import, avînd aspectul unor paste albe translucide cu un domeniu de aplicare de la —75°C pînă la maximum 280°C şi, pentru scurtă durată, pînă la circa 500°C.

Este important de reţinut că unsorile de siliconi, ca de exemplu unsoarea SI 44 (Société industrielle de Silicones), pot fi folosite la rulmenţi ce funcţionează între —40°C şi +200°C, la turaţia maximă de 20 000 rot/min, cu condiţia ca factorul de viteză, adică produsul dintre diametrul rulmentului în milimetri şi turaţia sa, să fie limitat la 150 000 pentru rulmenţii mari şi la 200 000 pentru cei mici [8].

Unsorile de siliconi sînt fabricate din uleiuri de siliconi ce conţin un procent redus de radicali fenil legat de atomul de siliciu. Ca agent de gelificare sînt folosite săpunurile de litiu.

Pentru informarea inginerilor din exploatare se prezintă gama de unsori de siliconi produsă de Th. Goldschmidt A.G. — Essen, R.F.G. :

— unsoarea de siliconi tip A, cu domeniu de utilizare de la —45°C la +200°C ;

— unsoarea de siliconi tip C, cu domeniu de utilizare de la —40°C la +230°C şi, pentru scurtă durată, pînă la +500°C ;

— unsoarea de siliconi tip G, cu domeniu de utilizare de la —60°C la +150°C ;

— unsoarea de siliconi tip M, cu domeniu de utilizare de la —40°C la +280°C.

Unsorile de siliconi au următoarele însuşiri : sînt foarte stabile la temperatură şi oxidare ; îşi modifică foarte puţin consistenţa de-a lungul unui mare interval de temperatură ; sînt hidrofobe ; au o mare stabilitate chimică faţă de oxigen, ozon, aer cald etc. ; au calităţi dielectrice excepţionale ; asigură ungerea perfectă a suprafeţelor metalice ; au o volatilitate foarte mică ; sînt necorosive.

Lubrifianţi pentru temperaturi între +450 şi +750°C. Pentru ungerea suprafeţelor metalice, literatura de specialitate recomandă pasta albă Molykote HTP (Hochtemperatur — Paste) care poate fi utilizată pînă la +1150°C dacă piesele respective se află într-un mediu oxidant (aer cald) [9].

Ungerea rulmenţilor în acest interval de temperatură poate fi asigurată cu o unsoare (pastă) fabricată pe bază de bisulfură de molibden, dacă în caseta rulmenţilor se trimite în mod continuu un curent de gaz inert, de exemplu, de azot. În acest scop se poate utiliza produsul Molykote M, care asigură ungerea uscată cu bisulfură de molibden în atmosferă de gaz inert.

Se menţionează că bisulfura de molibden se descompune în atmosferă de azot abia la 1 427°C astfel încît pînă la 750°C ungerea poate fi asigurată de clivajul cristalelor dacă lubrifiantul este protejat de un gaz inert pentru a-l feri de oxidare [7].

Lubrifianţi pentru temperaturi foarte înalte, utilizaţi pentru prelucrarea metalelor între 600 şi 1 200°C. Pentru acest scop se poate utiliza acelaşi produs Molykote HTP, care asigură, în procesul de fasonare la cald a metalelor, un film de lubrifiant rezistent pînă la 1 150°C [9].

Un alt lubrifiant pentru temperaturi foarte înalte este Phosphatherm RN, fabricat de aceeaşi firmă, importat în 1964. Lubrifiantul Phosphatherm RN este un material de ungere compus din fosfaţi ai unor metale grele şi borax [2], necorosiv, care începe să se înmoaie la 300°C formînd peste 600°C un film lubrifiant aderent, cu eficacitate de ungere pînă la 1 200°C. Acest film acţionează nu numai ca lichid de ungere, ci intră în reacţie cu suprafaţa metalului formînd un strat protector de fosfat [1]. Lubrifiantul considerat nu este otrăvitor şi nu formează gaze sau vapori la temperatura de utilizare. Poate fi aplicat fie ca atare, prin presărare pe suprafaţa metalică fierbinte, fie dizolvat în apă (concentraţie 10%) şi împrăştiat ca soluţie prin pulverizare. Între 600 şi 1 200°C devine un material vîscos care urmează legile hidrodinamice.

Produsul poate fi întrebuinţat la următoarele operaţii de prelucrare la temperaturi foarte înalte ale metalelor : găurirea blocurilor pe laminorul transversal pentru ţevi laminate fără sudură ; găurirea blocurilor de oţel pe presa de găurire ; laminarea ţevilor fără sudură ; laminarea la cald pe laminorul pentru ţevi cu pas de pelerin ; formarea la cald a semifabricatelor pentru resorturi, lanţuri, eclise etc.

Dat fiind că acest lubrifiant are întrebuinţări multiple în practică, s-a luat în studiu fabricarea în ţară a unui produs asemănător.

---

[1] *Grau, G.* şi *Lückerath. W.* Schmierung bei höchsten Temperaturen und Drücken. S.U.A. Alpha Molykote Corp. 1962. [2] *Barthel, A.* Ein Schmiermittel für höchste Temperaturen und Drücke und seine Prüfung. In : Stahl und Eisen, 1961, p. 1183—1192. [3] *Tschanter, E.* Schmierstoffe mit Molybdendisulfit für Textilmaschinen. In : Spinner und

Weber + Textilveredlung, nr. 1, 1961. [4] Studiu comparativ asupra comportării ca lubrifiant a bisulfurii de molibden obţinute în R.P.R., I.M.A., 1964. [5] *Trifănescu, A.* şi *Popişteanu, E.* Introducerea unei noi unsori consistente pentru ungerea rulmenţilor. Institutul de Cercetări M.T.T., 1962. [6] *Creţulescu, C.* şi *S-heianu, I.* Contribuţii la realizarea unor unsori speciale pentru rulmenţi. In : Construcţia de Maşini, nr. 5, 1963. [7] Molybdenum disulphide and the motor. Londra Technical Departments of Rocol Limited, 1964. [8] În : Vous et les Silicones, nr. 36, anul 4, 1964. [9] Molykote Mitteilungen aus Forchung und Praxis. München, anul 9, nr. 34. [10] Stas 871-49. Nomenclator de uleiuri minerale.

CZ 621.791:620.179.152:061.3 (437)

Asupra problemelor de radiografiere a sudurilor. Extrase din documentele Adunării anuale a I. I. S. de la Praga—iulie 1964

ALEXANDRU FORJE

Între 6 şi 12 iulie 1964 a avut loc la Praga cel de-al 17-lea Congres anual al Institutului Internaţional de Sudură, care şi-a desfăşurat lucrările în cadrul celor 16 comisii.

Ţara noastră a fost reprezentată de o delegaţie formată din 18 membri specialişti în domeniul sudurii. Delegaţia a fost condusă de acad. Ştefan Nădăşan, directorul Centrului de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei R.P.R.

Delegaţia romînă a prezentat numeroase referate, care s-au bucurat de o bună apreciere în cadrul celor 16 comisii ale Institutului.

În cele ce urmează se realizează o scurtă prezentare a dezbaterilor determinate de referatele în legătură cu problemele de încercări, măsurări şi controlul sudurii cu ajutorul radiaţiilor nucleare, probleme care au constituit o preocupare importantă în cadrul lucrărilor comisiei a V-a.

Controlul radiografic al sudurilor prin puncte la structurile primare în construcţiile de avioane. P. Gallinaro — Italia (Doc. I.I.S. — V — 225 — 63/OE). Autorul prezintă caracteristicile de radiografiere pentru diverse zone în structurile primare în construcţiile de avioane cu diverse grade de penetrabilitate; sînt expuse, de asemenea, defecte tipice de sudură detectate la sudurile prin puncte ale pieselor din aliaje de tipul avional. Se arată că metoda radiografică este eficientă chiar şi pentru secţiuni subţiri, dacă se folosesc instalaţii de raze X de tensiune joasă şi o tehnică radiografică de mare sensibilitate. Au putut fi astfel examinate piese cu grosimi între 0,8 şi 1,4 mm. S-a reuşit, cu ajutorul controlului radiografic cu raze X, nu numai determinarea defectelor interne de compactitate (fisuri, porozităţi, incluziuni etc.), ci şi revelarea formei şi conturarea zonei materialului de adaos la trecerea spre materialul de bază, datorită fenomenului de migrare şi precipitare a componenţilor intermetalici produşi prin încălzirea aliajelor uşoare în afara periferiei sudurii. Asemenea modificări structurale, împreună cu profilul cordonului de sudură, sînt revelate în imaginea radiografică prin zone concentrice caracteristice, cu grade diferite de înnegrire.

O problemă luată în considerare a fost aceea a determinării tensiunii secundare în instalaţia de raze X, care să permită obţinerea unor imagini radiografice cu sensibilitate maximă.

Pentru imaginile radiografice la orice tip de material şi orice grosime se calculează tensiunea secundară corespunzătoare unei sensibilităţi maxime după legea lui Lambert, presupunînd radiaţia monocromatică şi absenţa dispersiei :

$$I = I_0 e^{-\mu_l s},$$

în care I şi I_0 sînt valorile intensităţilor transmise şi respectiv incidente ; μ_l este coeficientul de absorbţie liniară, iar s grosimea de radiografiat. Coeficientul de absorbţie liniară (exprimat în cm^{-1}) depinde de lungimea de undă. Coeficientul de absorbţie masic μ_m (exprimat în $\mathrm{cm}^2/\mathrm{gf}$) variază, pentru energii reduse, în acelaşi sens cu numărul atomic la puterea a cincea şi creşte cu scăderea nivelului de energie.

Sensibilitatea la variaţia grosimii este dată de ecuaţia :

$$\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}s} = - I_0^{\mu_l}\, \mathrm{e}^{-\mu_l s},$$

iar pentru o grosime dată, depinde numai de I_0 şi μ_l. Valoarea coeficientului μ_l pentru sensibilitatea maximă se stabileşte cu ecuaţiile :

$$\frac{\delta}{\delta\mu_l}\left[\frac{\mathrm{d}I}{\mathrm{d}s}\right] = I_0\, \mathrm{e}^{-\mu_l s},\ \mu_l s - 1 = 0\,;$$

rezultă $\mu_l s = 1$ şi $\frac{I}{I_0} = \frac{1}{e} = 0{,}37$.

Pentru aluminiu, coeficienţii de absorbiţe sînt daţi în tabela 1.

Tabela 1

Tensiunea kV	λ, Å	μ_l, cm^{-1}	μ_m, cm^2/gf
20	0,60	9,4	3,5
50	0,25	0,96	0,36

Pentru o grosime de 0,1 cm este necesar să se folosească o radiație cu o astfel de energie încît:

$$\mu_l = \frac{1}{0,1} = 10 \text{ cm}^{-1}.$$

Aceasta corespunde unei tensiuni ceva mai mică decît 20 kV. Rezultă de aici confirmarea teoretică a necesității folosirii radiațiilor de energii joase pentru materiale cu secțiuni subțiri, astfel încît să fie posibilă producerea unui grad înaintat de absorbție, suficient pentru a pune în evidență variațiile mici de grosime.

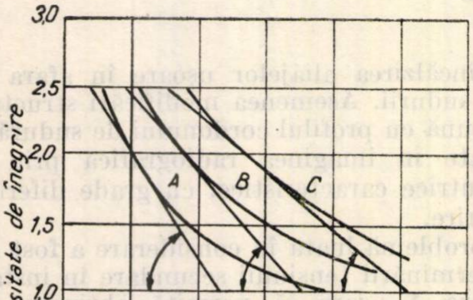


Fig. 1

În figura 1 apare densitatea de înnegrire în funcție de grosime; *A*, *B* și *C* reprezintă curbe de expunere.

Figura 2 precizează sensibilitatea calculată a contrastului funcție de tensiune.

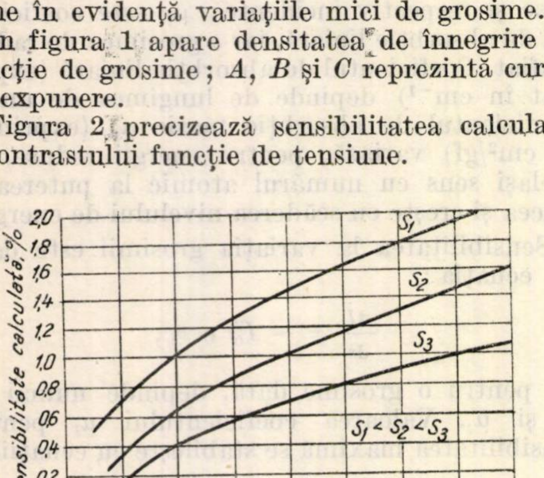


Fig. 2

Expunerea în funcție de grosime apare, după Gardner și Redwood, figura 3 (material DTD 687, film — Kodak Crystallex, distanță focală 0,75 m).

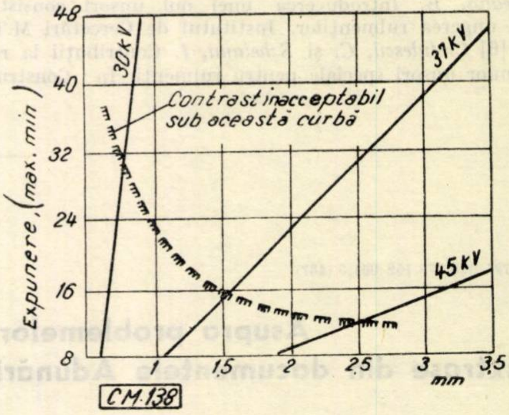


Fig 3

Tensiunea maximă în funcție de expunere pentru diverse grosimi de material apare, după Gardner și Redwood, în figura 4.

Din cele prezentate rezultă că, pentru controlul industrial nedistructiv al sudurilor prin puncte la aliajele ușoare ca avional și ergal, metoda radiografică este deocamdată singura

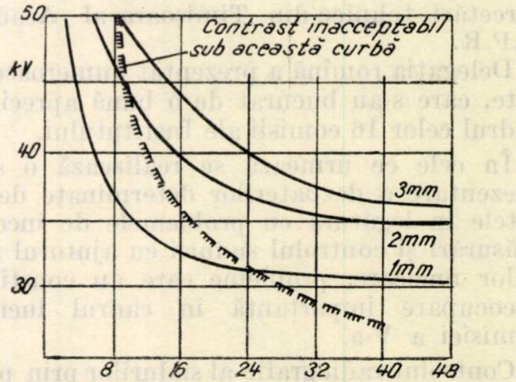


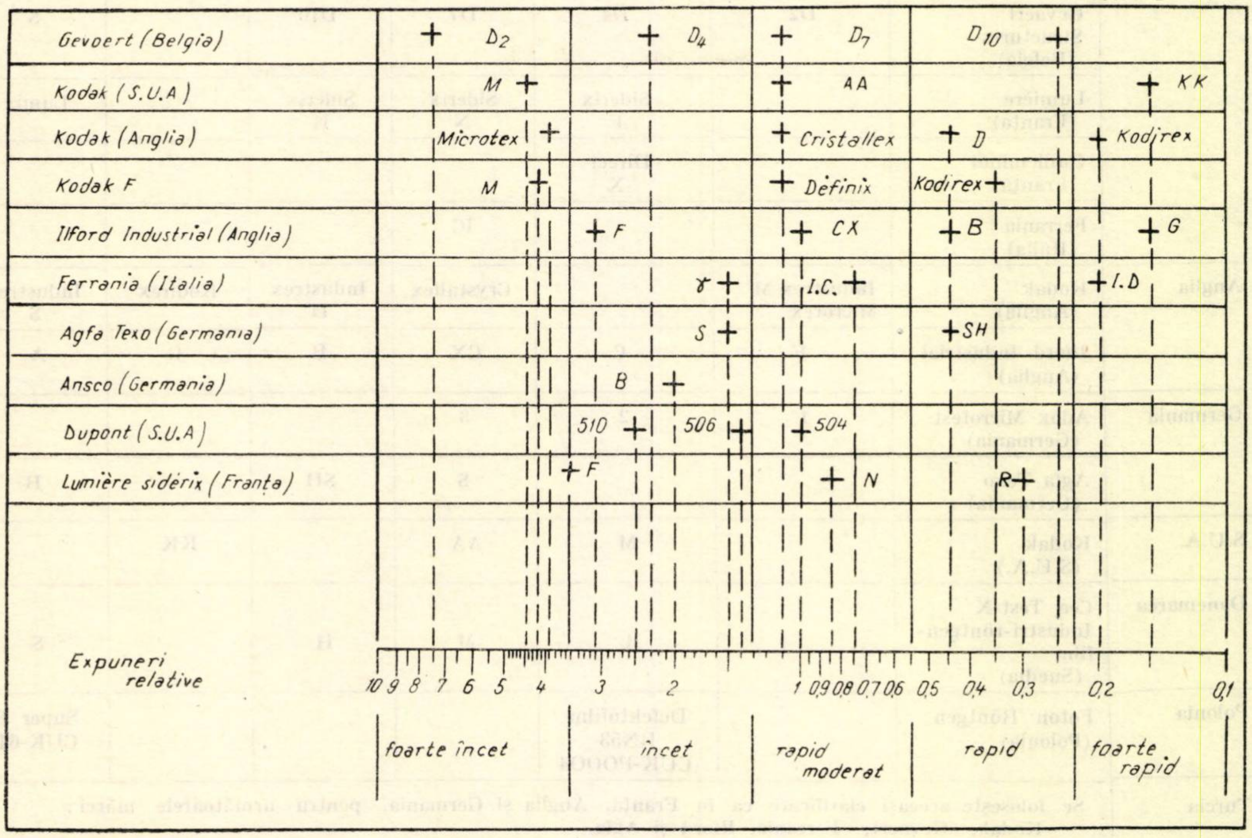
Fig. 4

care poate da rezultate certe față de alte metode, cum ar fi cele ultrasonice sau magnetografice.

Clasificarea filmelor folosite la radiografierea sudurilor. D. Halleux — Belgia (Doc. I.I.S. — V — 260 — 64/OE). Se precizează numărul de miliamperi-minute necesar pentru a da o densitate de înnegrire egală cu 2, experiențele realizîndu-se cu diverse filme radiografice.

Încercările au fost efectuate pe aceeași probă etalon de oțel cu o grosime de 25 mm. Parametrii de iradiere au fost păstrați constanți folosind o tensiune secundară, de asemenea constantă, de 200 kV. Experiențele au fost executate conform recomandărilor anterioare (Doc. I.I.S. — V — 242 — 63/OF). Numărul de miliamperi-minute necesar pentru obținerea

Tabela 2



unei densități de înnegrire egală cu 2, la un film de tipul Gevaert D7, a fost considerat ca valoare de referință a timpului de expunere relativă. Se reproduc în tabela 2 rezultatele încercărilor efectuate pentru determinarea vitezei relative a filmelor radiografice folosite cu ecrane de plumb la 200 kV. Scala expunerilor relative împarte viteza de revelare în cinci părți egale.

Tabela 3 prezintă rezultatul unor investigații făcute de comisia a V-a I.I.S. pe baza unui chestionar completat de o serie din membrii respectivi, în vederea aceluiași scop, cu deosebirea că clasificarea s-a făcut în șase grupe. O comparație a datelor celor două tabele arată în general deosebiri neesențiale.

Tehnici radiografice pentru sensibilitate maximă (Doc. I.I.S. — V — 264 — 64/OE). Imaginea radiografică este funcție de o serie de parametri, ca : tipul filmului, densitatea de înnegrire a filmului, energia razelor X folosite, mărimea geometrică a focarului tubului de raze X etc. S-a hotărît ca investigațiile să examineze două tipuri de tehnică radiografică :

— cu expunere limitată la mai puțin decît 40 miliamperi-minute, și

— cu expunere nelimitată în timp.

Pentru a reduce volumul de experiențe, programul respectiv a fost limitat la grosimi de oțel de 10, 20, 40 și 60 mm și la două tipuri de indicatoare de calitate : indicatoare de tip francez Afnor și indicatoare cu sîrme calibrate. S-a convenit ulterior ca să se includă și o a cincea grosime de 100 mm, acceptîndu-se și penetrametrul placă american A.S.T.M.

Detaliile experimentale sînt următoarele : plăcile de iradiat au fost confecționate cu o toleranță mai mică decît ±0,5 mm, avînd o suprafață netedă, astfel încît să nu prezinte asperități care ar putea să apară în imaginea radiografică ; suprafețele de cercetat ale plăcilor au avut dimensiunile de 20×15 cm ; sursa de radiații s-a plasat pe perpendiculara ridicată din centrul de simetrie al plăcii ; indicatoarele de calitate au fost plasate pe marginea feței plăcii dinspre sursă, iar expunerile au fost făcute cu diverse surse de radiație, folosindu-se diferite filme.

S-a precizat că între sensibilitățile care pot fi obținute există o mare discrepanță. S-a mai constatat că observatori diferiți citesc valori diferite de sensibilitate pe aceeași radiografie. S-a arătat că expunerile foarte lungi produc o creștere neînsemnată a valorilor de sensibilitate, rezultînd că timpii mari de expunere, peste 40 miliamperi-minute, raportați la grosimile considerate, nu sînt justificați.

Detectarea fisurilor prin radiografiere (Doc. I.I.S. — V — 265 — 64/OE). Se consideră ca fundamentată teoria lui Pollitt asupra sensi-

Tabela 3

Provenienţa informaţiei	Marca şi ţara producătoare	Foarte încet	Încet	Repede-moderat	Repede	Foarte repede	Ecran de săruri
Franţa	Kodak (Franţa)		M	Definix Standard	Kodirex		Regalix
	Ilford Industrial (Anglia)		F	CX	G		A
	Gevaert Structurix (Belgia)	D2	D4	D7	D10		S
	Lumière (Franţa)		Siderix E	Siderix N	Siderix R		Lumix
	Guilleminot (Franţa)		Direct X				
	Ferrania (Italia)			IC			
Anglia	Kodak (Anglia)	Industrex M Microtex		Crystallex	Industrex D	Kodirex	Industrex S
	Ilford Industrial (Anglia)	F	C	CX	B	G	A
Germania	Adox Microtest (Germania)	1	2	3			
	Agfa Texo (Germania)			S	SH		R
S.U.A.	Kodak (S.U.A.)		M	AA		KK	
Danemarca	Cea Test-X Industri-röntgenfilm (Suedia)		L	M	H		S
Polonia	Foton Röntgen (Polonia)		Defektofilm RN53 CUK-POOO4				Super R CUK-64
Turcia	Se foloseşte aceeaşi clasificare ca în Franţa, Anglia şi Germania, pentru următoarele mărci : Kodak, Gevaert, Ferrania, Ilford şi Agfa.						

bilităţii filmelor radiografice, premisele de bază fiind :

— dimensiunea imaginii obţinute pe filmul radiografic este dimensiunea proiecţiei imaginii de radiografiat produsă de o sursă punctiformă, la care se adaugă lărgirea produsă de neclaritatea marginală ; de exemplu, pentru o fisură foarte fină, dimensiunea imaginii ei radiografice se reduce la valoarea dimensională a lărgimii neclarităţii produse pe film ;

— posibilitatea de a distinge imaginea unui defect este determinată de diferenţa dintre densitatea maximă de înnegrire a imaginii faţă de fondul filmului.

Cele mai bune rezultate în detectarea radiografică a fisurilor, la care a ajuns raportorul, sînt redate în tabela 4.

Semnificaţia defectelor în sudură. J G. Young — Anglia (Doc. I.I.S. — V — 266 — 64/OE). Un defect de o anumită mărime şi formă poate avea o semnificaţie depinzînd de următorii factori :

— poziţia în sudură sau în zona de influenţă termică ;

— grosimea şi proprietăţile materialului în care se află ;

Tabela 4

Grosimea oţelului, ţoli	Lărgimea fisurii, ţoli	Profunzimea fisurii, ţoli	Unghiul maxim dintre planul fisurii şi cel al razei de radiaţie, la care fisura poate fi încă detectată, grade
1	.00025	.1	6
1 1/2	.0005	.1	5
1 1/2	.001	.13	5
1 1/2	.001	.19	15
2	.0005	.1	1
2	.001	.12	5
2	.001	.18	10
2 1/2	.001	.1	3/4
3	.002	.1	3/4
3	.004	.13	2
3	.01	.13	15
3	.01	.5	23

Dimensiunile geometrice sînt prezentate în ţoli englezi ; rezultatele vor fi studiate în legătură cu calculul sensibilităţii fisurii, în perioada 1964—1965.

Tabela 5

Denumirea	Defectul	Aspectul radiografic
A. Incluziuni gazoase	cavităţi în compactitatea cordonului sudat, datorite incluziunilor de gaze	pete închise conturate net
C. Lipsă de topire	defect cu două dimensiuni datorit unei lipse de legătură între metalul sudurii şi metalul de bază sau între straturile de sudură	linie subţire, închisă cu marginile definite net; linia poate avea un aspect ondulat şi chiar difuz, în funcţie de orientarea defectului faţă de orientarea fasciculului de radiaţii
D. Nepătrundere	lipsă de fuziune la rădăcina sudurii	linie întunecată, continuă sau intermitentă, în mijlocul imaginii sudurii
E. Fisuri Ea. Fisuri longitudinale Eb. Fisuri transversale Ec. Fisuri de crater	discontinuităţi produse prin fracturi în metalul sudurii	linii fine, întunecate (pot fi şi rectilinii)
F. Şanţuri	adîncituri la suprafaţa sudurii, pe o parte sau pe amîndouă părţile cordonului sudat	linii întunecate, cîte o dată lărgite şi difuze în lungul marginilor imaginii sudurii
G. Incluziuni de flux	incluziuni datorite unei necurăţări corespunzătoare între trecerile de sudură sau datorite unor condiţii operatorii greşite	pete întunecate cu contur neregulat
H. Incluziuni de metale grele	incluziuni de metale străine provenind din electrod sau din suport, a căror prezenţă este legată de execuţia sudurii	pete clare, mai deschise, conturate net, cu contur circular sau neregulat
J. Incluziuni de oxizi	incluziuni datorite unei curăţări necorespunzătoare între trecerile de sudură sau datorite condiţiilor operatorii necorespunzătoare	pete întunecate de densitate optică slabă şi cu conturul ondulat sau difuz, în funcţie de orientarea defectelor faţă de fasciculul de radiaţii
K. Retasuri de crater	cavităţi (adesea umplute de oxizi) rezultate din solidificarea metalului topit cu viteze mari, după întreruperea arcului de sudură	pete întunecate cu contur neregulat în centrul imaginii sudurii, adesea combinate cu mici fisuri de cele mai multe ori invizibile în radiografie
L. Expulzie de metal	metal de bază, care datorită unei alegeri improprii a reglajului temperaturii de topire, a fost topit şi eliminat din secţiunea proprie sudurii	pete clare cu contur neregulat
M. Supraînălţare insuficientă	secţiunea lentilei sudurii este sensibil inferioară suprafeţei la nivelul căreia a lucrat electrodul	pete întunecate cu contur difuz

Defectele de incluziuni de zgură cu simbolul B, obişnuite la oţeluri, nu au fost trecute în această clasificare întrucît pentru aliaje uşoare nu au sens.

— natura solicitărilor la care trebuie să facă faţă sudura şi piesa care o conţine.

Autorul arată că pot fi considerate ca defecte grave acelea care determină modificări în rezistenţa la solicitări mecanice şi termice; el prezintă aceste genuri de solicitări, examinîndu-le în amănunt sub raportul influenţei pe care o pot avea asupra lor defectele de sudură, din cele trei puncte de vedere considerate.

Colecţia de radiografii de referinţă pentru aliaje uşoare (Doc. I.I.S. — V — 169 — 64/OF). Colecţia de radiografii prezentată este compusă din imagini arătînd defecte tip de sudură, corespunzînd unor diverse grade de gravitate. Această colecţie este destinată a servi drept ghid la interpretarea radiografiilor şi totodată pentru a asigura o interpretare unificată în diferite ţări. Colecţia este rezultatul colaborării dintre Tehniska Röntgencentralen Suedia, Röntgen Technische Dienst-Olanda, Röntgenkontrollen — Norvegia şi Svejscentralen — Danemarca.

Cele 51 de radiografii ale colecţiei se pot clasa în următoarele grupuri:

— 3 radiografii ale unor suduri fără defecte;

— 28 radiografii prezentînd defecte de sudură de un singur gen;

— 14 radiografii prezentînd combinaţii de defecte;

— 6 radiografii prezentînd diverse genuri de defecte.

Genurile de defecte de sudură prezentate sînt cuprinse în clasificarea din tabela 5.

În tabela 6 apare clasificarea clişeelor radiografice în cinci grupuri, în funcţie de importanţa relativă a diverselor defecte, cele cinci grupuri fiind precizate prin culori.

Interpretarea unificată a sudurilor pe baza radiografiilor. J. Angres — R. P. Polonă (Doc. I.I.S. — V — 274 — 64/OF). În cadrul lucrărilor comisiei s-au prezentat trei norme polo-

Tabela 6

Culoarea	Aspectul radiografiei
Neagră	sudură bună sau avînd numai cîteva mici incluziuni gazoase sau de metal greu, dispersate
Albastră	defecte foarte mici de compactitate sub formă de (una sau mai multe) : incluziuni gazoase, incluziuni de metal greu, incluziuni de flux, incluziuni de oxizi, șanțuri, nepătrundere, retasuri de crater
Verde	defecte mici de compactitate : incluziuni gazoase, incluziuni de metal greu, incluziuni de flux, incluziuni de oxizi, șanțuri, nepătrundere, retasuri de crater
Cafenie	defecte importante de compactitate : incluziuni gazoase, incluziuni de metal greu, incluziuni de flux, incluziuni de oxizi, șanțuri, nepătrundere, lipsă de topire, retasuri de crater
Roșie	defecte grosolane de compactitate : incluziuni gazoase, incluziuni de metal greu, incluziuni de flux, incluziuni de oxizi, șanțuri, nepătrundere, lipsă de topire, fisuri, retasuri de crater

neze P.N — 60/M — 69771 ; P.N — 60/M 69772 și P.N — 6/M — 69773, privind aprecierea cusăturilor sudate pe baza radiografiilor, norme obligatorii în Polonia din 1961. Perioada de utilizare a acestor norme a permis să se evidențieze avantajele și dezavantajele respective. Astfel, se precizează că, în cadrul acestor norme, interpretarea radiografiilor nu variază în funcție de operator.

În schimb, modul de interpretare a mărimii și a concentrației defectului poate fi uneori eronat (de exemplu, aprecierea mărimii incluziunilor de zgură *Ba* și a suflurilor vermiculare *Ab*).

În plus, delimitarea claselor de calitate este prea strictă : sînt construcții sudate pentru care diverse defecte incluse în clasa a V-a ar putea fi foarte bine considerate ca admisibile.

Aceste inconveniente pot fi eliminate printr-o schimbare judicioasă a mărimii defectelor admisibile și a gradului respectiv de concentrare printr-o delimitare diferită a claselor de calitate fără a se altera, în general, structura principială a normelor.

Normele poloneze cuprind următoarele notații de defecte : *A* — sufluri : *Aa* — sufluri sferice ; *Ab* — sufluri vermiculare ; *Ac* — sufluri alungite ; *B* — incluziuni de zgură și de metal : *Ba* — incluziuni de zgură de diferite forme și orientări fără incluziuni alungite ; *Bb* — incluziuni de zgură alungite ; *Bc* — incluziuni de metal ; *C* — lipire ; *D* — lipsă de fuziune : *Da* — concavitatea sudurii ; *Db* — nepătrundere la rădăcina sudurii pe o parte a cordonului sudat sau pe ambele părți ; *E* — fisuri : *Ea* — fisuri longitudinale ; *Eb* — fisuri transversale ; *Ec* — fisuri pornind radial dintr-un punct ; *F* — defecte de geometrie a lentilei de sudură : *Fa* — brocuri ; *Fb* — aspect geometric neregulat ; *Fc* — șanțuri în lungul sudurii.

Programul de lucru al comisiei a V-a cuprinzînd probleme de încercări, măsurări și control al sudurilor cu ajutorul radiațiilor nucleare, pentru perioada 1964—1965. Cele două secții ale comisiei vor lua în considerare următoarele categorii de probleme :

Secțiunea A — aspecte fundamentale ale radiografierii : caracteristici și evaluarea obiectivă a surselor de radiații ; caracteristici și evaluarea obiectivă a filmelor, ecranelor și a altor materiale care influențează formarea imaginii radiografice ; probleme fundamentale privind formarea și examinarea imaginilor radiografice ; metode și dispozitive pentru interpretarea obiectivă a calității imaginilor radiografice ; metode radiografice permițînd obținerea unei sensibilități optime ; detectarea defectelor de sudură particulare.

Secțiunea B — aspecte tehnologice ale radiografierii : stabilirea colecțiilor de referință pentru radiografii de suduri ; corelația dintre defectele de sudură așa cum apar în radiografii și performanțele de exploatare a sudurilor sau a construcțiilor sudate ; evaluarea obiectivă a sudurilor ; limita de acceptabilitate a radiografiilor pentru construcții sudate.

CZ 677.21.051.4.001.13

Considerații privind proiectarea cardelor de bumbac de mare productivitate

NICOLAE PETRE

Progresul rapid al industriei noastre impune necesitatea de a se mări în mod permanent productivitatea mașinilor. În acest sens, îmbunătățirea caracteristicilor utilajului existent în filaturile de bumbac și proiectarea unor mașini cu caracteristici superioare prezintă o importanță deosebită. O problemă de actualitate o constituie proiectarea cardelor de bumbac de mare productivitate și modernizarea celor existente. Experiențele și încercările efectuate în țara noastră în cadrul Institutului de cercetări textile, cît și realizările din străinătate, au precizat că productivitatea cardelor este strîns legată de turația organelor principale. Sub acest aspect, în cele ce urmează se încearcă să se prezinte cîteva din problemele care trebuie rezolvate atît la proiectarea unor carde noi, cît și la modernizarea cardelor existente.

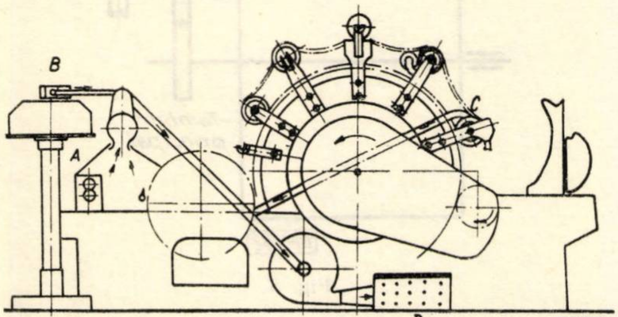


Fig. 1

Premisele și condițiile care se impun la proiectarea cardelor de mare productivitate. În general, cardele se compun din următoarele subansambluri (fig. 1) : cilindrul de alimentare, grupul rupător, tamburul principal, capacele, cilindrul perietor, pieptenele oscilant, cilindrii calandrori, dispozitivul de livrare în cană, batiul și electromotorul cu transmisia.

Soluțiile constructive de modernizare adoptate pînă în prezent nu au modificat decît în mică măsură structura subansamblurilor, fără a afecta procesul tehnologic de cardare.

Linia pe care s-a mers în construcția noilor carde a fost aceea a reducerii greutății, a micșorării dimensiunilor de gabarit și, pe cît a fost posibil, a măririi turației de funcționare.

Din acest ultim punct de vedere cardele moderne funcționează la o turație de 350 rot/min (tamburul principal), respectiv cu o viteză periferică de 24—25 m/s. Această limită nu a putut fi depășită din considerente de rezistență, majoritatea subansamblurilor fiind executate din fontă.

Pentru turația menționată s-a obținut o producție de 10—20 kg/h bandă de bumbac de o finețe de ktex 4 (Nm 0,25). Carde cu producție mărită au fost realizate în U.R.S.S., Franța, R. P. Chineză, S.U.A., Anglia etc.

După cum s-a arătat, elementul esențial pentru sporirea producției la carde — pe lîngă modificările de ordin tehnologic ca reglaje, garnituri speciale etc. — îl constituie mărirea turației de funcționare. Sub acest aspect depășirea turației de 400 rot/min impune modificări constructive esențiale, care necesită un calcul și o tehnologie de fabricație bine puse la punct.

Problemele care trebuie avute în vedere la proiectarea unei carde prezintă aspecte specifice mecanice, aerodinamice și de tehnologie de fabricație.

Din punct de vedere mecanic mărirea turației determină solicitări dinamice deosebit de importante ale subansamblurilor în mișcarea de rotație : tamburul principal, cilindrul rupător, pieptenele oscilant, transmisia. Dintre aceste subansambluri, organul cel mai important, considerîndu-se dimensiunile de gabarit, construcția și solicitarea la care este supus prin îmbrăcarea cu garnitură rigidă, este tamburul principal, care se compune din următoarele piese (fig. 2) : mantaua *1*, cele două șaibe de susținere *2*, axul *3* și garnitura rigidă *4*.

În timpul funcționării, mantaua este supusă acțiunii forțelor centrifuge care determină, la turații mari ($n > 400$ rot/min), solicitări importante. Calculul de rezistență pentru un tambur de 1 272 mm diametru din tablă de oțel sudată de 12 mm grosime duce la următoarele rezultate : tensiunea tangențială 420 kgf/cm², presiunea critică de flambaj 2,6 kgf/cm² și turația critică 800—820 rot/min.

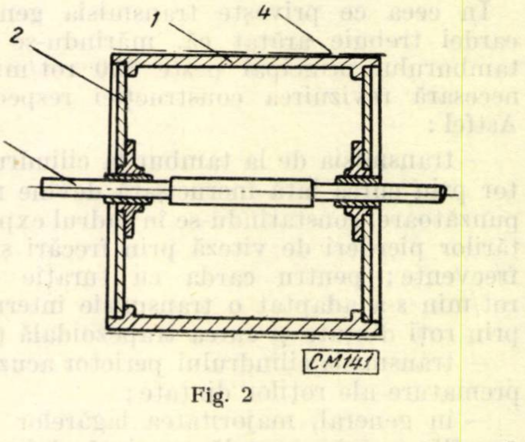


Fig. 2

Turația de încercare a tamburului a fost de 600 rot/min după o prealabilă echilibrare dinamică.

Din analiza rezultatelor se constată că :

— valorile determinate sînt comparabile cu cele admisibile pentru oţelul OLK 2 ;

— construcţia din figura 2 permite reducerea greutăţii tamburului cu circa 40% prin înlocuirea fontei cu tablă de oţel atît pentru tambur, cît şi pentru şaibele de susţinere ;

— prin reducerea greutăţii maselor în rotaţie, energia consumată la pornirea cardei se micşorează cu circa 35%, ceea ce are o influenţă importantă asupra duratei de funcţionare a electromotorului de antrenare, asupra factorului de putere şi a puterii instalate ;

— printr-o construcţie analogă celei din figura 2, greutatea cilindrului perietor poate fi redusă cu circa 25% ;

— avîndu-se în vedere că cilindrul rupător trebuie să aibă o viteză periferică cu circa 30 % mai mică faţă de a tamburului principal (circa 28 m/s corespunzător unei turaţii de 2 500 rot/min), rezultă că pentru o turaţie de 400 rot/min a tamburului principal, acesta trebuie construit din oţel.

În legătură cu sistemul de detaşare a voalului cu pieptene oscilant trebuie arătat că la construcţiile actuale funcţionarea normală a sistemului poate fi asigurată pînă la 2 000 oscilaţii/min, corespunzător cu circa 28 rot/min la cilindrul perietor, ceea ce în cazul cardelor de mare productivitate este cu totul insuficient. În prezent există sisteme pneumatice şi mecanice care asigură scoaterea voalului la viteze periferice ridicate corespunzătoare unei turaţii a cilindrului perietor de 40—50 rot/min.

În cadrul experimentărilor tehnologice efectuate pe carda tip ICT pentru a se asigura producţia de 15—18 kg/h, a fost necesară mărirea cursei pieptenului oscilant la 40 mm, viteza fiind de 1 800 oscilaţii/min.

În ceea ce priveşte transmisia generală a cardei trebuie arătat că, mărindu-se turaţia tamburului principal peste 350 rot/min, este necesară revizuirea construcţiei respective. Astfel :

— transmisia de la tambur la cilindrul rupător prin curea lată încrucişată devine necorespunzătoare, constatîndu-se în cadrul experimentărilor pierderi de viteză prin frecări şi ruperi frecvente ; pentru carda cu turaţie de 600 rot/min s-a adaptat o transmisie intermediară prin roţi dinţate şi curea trapezoidală (fig. 3) ;

— transmisia cilindrului perietor acuză uzuri premature ale roţilor dinţate ;

— în general, majoritatea lagărelor pe care se află axe în consolă prezintă defecţiuni şi chiar ruperi.

În urma experimentărilor tehnologice făcute pe carda de mare productivitate cu o turaţie la tamburul principal de 350 rot/min şi din punct de vedere mecanic pe carda cu turaţie de 600 rot/min s-au observat în anumite zone de lucru (sub cardă) fenomene aerodinamice particulare.

Astfel, la o producţie de 15—18 kg/h cantitatea de scamă degajată în zonele : cilindru alimentator — cilindru rupător — cuţit, capace, spate, pieptene oscilant — perietor, pîlnie de intrare — cană, a crescut de la 10 pînă la 20 kg, adică de circa 3 ori. Aceste degajări, în unele zone cum ar fi zona pieptenelui oscilant—perietor, împiedică lucrul normal şi înrăutăţeşte condiţiile de muncă ale lucrătorului. În afară de aceasta, cantitatea de scamă depusă pe organele cardei împiedică buna funcţionare şi întreţinere a maşinii, apărînd, din această cauză, gripări frecvente şi un consum sporit de energie.

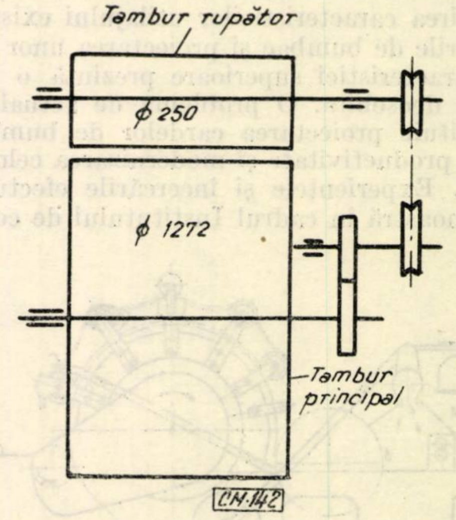


Fig. 3

În scopul eliminării inconvenientelor menţionate, s-a proiectat şi construit în cadrul I.C.T. o instalaţie de aspiraţie continuă a scamei şi prafului (fig. 1), care se compune din următoarele : subansamblul de aspiraţie a scamei în zona pieptene oscilant A, subansamblul de aspiraţie în zona pîlnie—cap debitor B ; subansamblul de aspiraţie în zona placă din spate—tambur—lineale C şi grupul filtrant cu ventilator D.

Elementele necesare proiectării acestei instalaţii au fost următoarele :

— viteza aerului în conducta centrală (22 m/s) şi conductele secundare corespunzătoare diferitelor zone (18 m/s pentru conducta din zona pieptene oscilant, 20 m/s pentru cea din zona pîlnie—cap debitor şi 28 m/s pentru conducta din zona placă spate—tambur—lineale) ;

— debitul total şi depresiunea necesară pentru calculul ventilatorului ;

— capacitatea cutiei de scamă (determinarea capacităţii cutiei de scamă s-a făcut avîndu-se în vedere cantitatea de scamă depusă într-o oră de la cele trei zone de captare), curăţarea cutiei urmînd a se face o dată pe schimb. Trebuie remarcată construcţia îmbunătăţită a cutiei de scamă, prevăzută la interior cu sită pe ramă, care poate fi scoasă şi curăţată chiar în timpul funcţionării. De asemenea, carcasa cutiei este confecţionată din tablă perforată, permiţînd ieşirea aerului filtrat;

— puterea necesară şi verificarea din acest punct de vedere a motorului existent al cardei;

— încadrarea instalaţiei în gabaritul general al cardei.

În afară de acestea, a fost necesar să se stabilească o serie de parametri în zona pieptenului oscilant—perietor—calandri, astfel încît să se obţină deplasarea şi menţinerea corectă a voalului pînă la intrarea în calandru. Aceşti parametri sînt : depresiunea (90 mm col. apă), lăţimea fantei de absorbţie (7 mm) şi înălţimea fantei faţă de linia de deplasare a voalului (260 mm).

Caracteristicile generale ale instalaţiei sînt următoarele : presiunea, 180 mm col. apă, debitul, 0,12 m^3/s, iar puterea consumată, 0,300 kW.

Un alt aspect al studiului curenţilor de aer creaţi prin rotirea subansamblurilor cardei l-a constituit efectul rezistenţei aerului asupra puterii consumate de cardă. Experimental, şi apoi prin calcul, s-a constatat că o dată cu creşterea turaţiei de funcţionare a cardei, în special a tamburului principal, se creează un regim aerodinamic intens, caracterizat prin curenţi turbionari care influenţează în mod nefavorabil procesul de cardare şi puterea consumată de cardă. Astfel, asimilîndu-se tamburul principal îmbrăcat cu garnitură rigidă, cu rotorul unui ventilator, s-a determinat prin calcul pierderea de putere datorită rezistenţei aerului în timpul funcţionării cardei (0,346 kW).

În concluzie rezultă că din punct de vedere constructiv există posibilitatea realizării unor carde care să funcţioneze la turaţii de peste 400 rot/min la tamburul principal.

Mărirea turaţiei provoacă însă, în cazul unor viteze periferice mai mari de 50 m/s, curenţi turbionari care influenţează defavorabil procesul tehnologic de cardare, puterea consumată şi puterea instalată.

În plus, cardele de mare productivitate moderne trebuie prevăzute cu instalaţii pentru captarea scamei şi a impurităţilor.

---

[1] *Ponomarev, V. L.* Calculul modern de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. II. Bucureşti, Editura tehnică, 1956 [2] *Eck, B.* Ventilatoren. Berlin, Springer, 1957. [3] În Industria textilă, nr. 4, 1963 şi nr. 1, 1964.

Cronica

NOTĂ

Institutul internaţional de sudură (I. I. S.) recomandă membrilor săi printre care se numără şi Centrul de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei R.P.R. de a publica în revistele de specialitate din ţările respective lista de titluri a documentelor de lucru cele mai interesante, studiate şi distribuite în timpul anilor 1963 şi 1964 (de la Adunarea anuală I. I. S. de la Helsinki pînă la cea de la Praga inclusiv), pentru ca acestea să fie cunoscute de un cerc cît mai larg de specialişti care lucrează în domeniul sudării şi tehnicilor conexe.

În consecinţă, se publică în continuare lista acestor documente, „extrase din raportul SST-507-64 al I. I. S." şi corespunzătoare diferitelor comisii ale I. I. S.; cei care sînt interesaţi şi doresc să cunoască anumite documente dintre cele trecute în această listă se pot adresa Centrului de cercetări tehnice din Timişoara — B-dul Mihai Viteazu, 24 — pentru a le consulta.

COMISIA I – **„Soudage aux gaz et techniques connexes"**
„Gas welding and allied processes"

— Lettre circulaire aux sociétés nationales concernant le Colloque sur l'oxycoupage en 1965 à Paris
— Circular-letter to all member societies concerning the Conference on thermal cutting in 1965 in Paris I—244—64

COMISIA II – **„Soudage à l'arc"**
„Arc welding"

— Metallurgical aspects of lime-fluoride-silica electrode weld metal, by *H. Sakaki* (Japan)	II–297–64
— A „flux-cored" covered arc welding electrode with better usability, by *K. Ishizaki, K. Matsuo and H. Suzuki* (Japan)	II–298–64
— Étude technique-économique sur l'influence de la nature du courant électrique dans le soudage manuel à l'arc électrique, par *O. Schegerin* (Roumanie)	II–300–64
— Report from Sub-Commission A „Effect of hydrogen in weld metal" to Commission II „Arc welding" for the annual meeting 1964 (II-A-131-64)	II–308–64
— Joint programme of testing for the assessment of effects of hydrogen in weld metal (II-A-125/II-C-153-64)	II–310–64
— Draft proposal no.1 on the code of symbols for electrodes for welding of cast iron (II-E-43-64)	II–315–64
— Mathematical treatment of variations in concentration of the element A in weld metal with regard to the mixing ratio between base and filler metal, by *I. Limpel* (Yougoslavia)	II–319–64
— Hydrogen-controlled weld metal and heat-affected zone (Literature survey and preliminary test data)	II–A–118–63
— CTS-testing of a chromium-molybdenum steel : welding with a low-alloyed electrode (OK 8OP)	II–A–121–63
— Comparative hydrogen microfissure test and diffusible hydrogen determinations	II–A–122–63 (II–C–149–63)
— Cruciform testing of A 1 % chromium-molybdenum steel. Progress report on project B 1093 (1), submitted to the Royal Norwegian Council for Scientific and Industrial Research, by *N. Christensen* and *G.M. Evans* (Norway)	II–A–124–63
— Hydrogen absorption in austenitic weld metal, by *G. Valland* and *N. Christensen* (Norway)	II–A–128–64
— Preliminary data on the room temperature diffusion of hydrogen from metal arc welds, by *N. Christensen and G. M. Evans* (Norway)	II–A–130–64
— Comparative microfissure tests on single and multiruns welds and diffusible hydrogen determination	II–A–132–64 (II–C–165–64)
— Assessment of the effects of hydrogen in weld metal (Bend tests and diffusible hydrogen contents)	II–A–134–64
— Contribution à l'étude de l'influence de l'hydrogène, de l'écrouissage et du vieillissement sur la résilience des aciers non alliés dans le domaine du soudage à l'arc avec électrodes enrobées, par *P. Amiot* et *M. Moneyron* (France)	II–A–136–64

SUBCOMISIA B – *„Essais et mesures relatifs aux matériels de soudage à l'arc"*
„Testing and measurement of arc welding equipment"

— Quelques observations sur le critérium „A" pour le comportement dynamique des transformateurs de soudage, par *A. Ivancenco*, *T. Sălăgean* et *C. Boarnă*	II–B–120–63
— Progress report on the researches in hand in Italy on the suitability to weld of transformers	II–B–127–64
— Measured valves for rho and Vd for arc welders, by *M. Bertung* (Denmark)	II–B–128–64

SUBCOMISIA C – *„Essais et mesures sur métal déposé"*
„Testing and measurement of weld metal"

— Comparative hydrogen microfissure test and diffusible hydrogen determinations	II–C–149–63 (II–A–122–63)
— Survey of tests for the determination of the influence of hydrogen, by Norwegian Delegation	II–C–150–63
— Welding of big thickness plates for the construction of nuclear power plants, by *R. Botisk* and *F. Corbelli* (Italy)	II–C–159–64

- The determination of ferrite content in austenitic stainless steel weld metal, by *U. Girardi* (Italy) II—C—160—64
- Proposed method of testing chemical analysis of the deposit of Cr-Ni austenitic electrodes II—C—161—64 (II—E—46—64)
- Some general considerations on corrosion tests on Cr-Ni austenitic weld metal, by U. *Girardi* (Italy) II—C—162—64
- Comparative microfissure tests on single and multiruns welds and diffusible hydrogen determination II—C—165—64 (II—A—132—64)
- Constatations et remarques au sujet de l'essai Charpy dans le domaine du soudage, par *G. Doneux* et *H. Desguin* (Belgique) II—C—166—64
- Possible methods for determining the ferrite content of stainless steels, by Dutch Delegation II—C—167—64
- Correlation between the Robertson isothermal test arrest temperature t_{Ri} and the critical tachycoheracy temperatures t_{3ko} and t_{5ko} of 4 steels (A to B) II—C—168—64

SUBCOMISIA E — *„Classification des électrodes"*
„Classification of electrodes"

- Proposed method of testing chemical analysis of the deposit of Cr-Ni austenitic electrodes II—E—46—64 (II—C—161—64)

COMISIA III — **„Soudage par résistance"**
„Resistance welding"

- Review of projection welding in mild steel sheet, by *G. A. Phipps* and *P. M. Knowlson* (United Kingdom). III—225—64
- Soudage par résistance par points de tôles minces en acier galvanisé, par *M. Evrard* (France) III—243—64

COMISIA V — **„Essais, mesures et contrôle des soudures"**
„Testing, measurement and control of welds"

- Rapport annuel de la Commission V — Réunion d'Oslo 1962/Annual Report of Commission V — Oslo meeting 1962 V—256—64
- Rapport annuel de la Commission V — Réunion d'Helsinki 1963/Annual Report of Commission V- Helsinki meeting 1963 V—257—64
- Liste des documents distribués depuis la réunion d'Helsinki/ List of documents distributed since the Helsinki meeting V—271—64

COMISIA IX — **„Comportement des métaux du point de vue du soudage"**
„Behaviour of metals subjected to welding"

- Effect of restraint and hydrogen on root cracking of high strentgh steel welds (NRIM TRC Test), by *H. Suzuki*, *M. Inagaki* and *H. Nakamura* (Japan) IX—408—64
- Effect of restraint on root cracking of welds (Especially from the point intensity of restraint), by *M. Watanabe*, *K. Satoh* and *Matsui* (Japan) IX—409—64
- On the embrittlement of large steel casting due to welding, by *M. Watanabe* and *A. Andoh* (Japan) IX—410—64
- Fracture stress curve and notch toughness of structural steel, by *K. Terazawa*, *M. Otani*, *K. Terai* and *F. Kanatani* (Japan) IX—411—64
- On the notch toughness of structural steel plates with special reference to propagation-arrest, by *F. Koshiga* (Japan) IX—412—64
- Some basic considerations on crack arresters for steel structures — First report, by *T. Kanazawa*, *S. Machida* and *M. Matoba* (Japan) IX—413—64
- On a newly established evaluation criterion of structural steels for low temperature application, by *H. Kihara*, *T. Kanazawa* (Japan) IX—414—64
- The idea of the HW steels in Japan—Tentative specification for high strength steel plates for high pressure vessels and the other welded structures, by *H. Kihara* and *M. Inagaki* (Japan) IX—415—64
- Weldability and notch toughness of niobium containing structural steel, by *S. Gohda*, *H. Gondoh* and *I. Kimura* (Japan) IX—416—64

— Some development of high strength steels an delectrodes for H_2S sulphide corrosion cracking, by *Y. Mukai* and *M. Watanabe* (Japan) IX–417–64
— The embrittlement temperature at an inhomogeneous stress state, by *A. Kochendorfer* (Germany) IX–418–64
— Exhaustion of ductibility and brittle fracture of project E steel caused by prestrain and aging, by *C. Mylonas* (United States) IX–419–64
— Dynamic recordings of brittle fractures in weldmetal, by *H. C. van Elst, E. C. J. Buys, C. Koning* and *C. A. Verbraak* (Netherlands) IX–425–64
— More experiments on the metallurgical concomitants of residual stress, by *J. H. Van Der Veen* (Netherlands) IX–427–64
— Experimental fracture toughness measurement of mild steel, by *J. Dvorak* and *J. Vrtel* (Czechoslovakia) IX–428–64
— Phenomenological aspects of macroscopic fracture mechanics, by *V. H. Munse* (United States) IX–429–64

COMISIA X – **„Contraintes résiduelles et relaxation des contraintes"**
„Residual stresses and stress relieving"

— Sur l'utilisation d'éprouvettes à colonnes pour l'étude des contraintes résiduelles d'origine thermique, par *A. Salkin* (Belgique) X–328–63
— On the residual stress caused by welding for jumboising the tanker hull, by *O. Takagi, V. Hayashi, H. Ura* and *B. Asoo* (Japan) X–330–64
— The welding residual stresses for austenitic stainless clad steel and some adequate measures for stress corrosion cracking, by *M. Watanabe* and *H. Watanabe* (Japan) X–331–64
— On the stress corrosion cracking of austenitic stainless steel by the residual stress due to welding, by *M. Watanabe* and *Y. Mukai* (Japan) X–332–64
— Effect of restraint on root cracking of steel welds, by *M. Watanabe, K. Satoh* and *S. Matusi* (Japan) X–333–64
— Residual stresses in helical welded pipes, by *W. Hofmann* and *H. Fuss* (Germany) X–335–64
— Ordre du jour des réunions de Prague/Agenda for meetings in Prague X–339–64
— Listes des adresses des Institutions nationales responsables de la distribution des documents /List of adresses of National Institutions responsible for distribution of documents X–340–64
— List of documents (X–323–63 to X–341–64) for meetings in Prague X–341–64

COMISIA XI – **„Récipients à pression, chaudières et tuyauteries"**
„Pressure vessels, boilers and pipelines"

— Fundamentals of pressure vessel design, by *M. J. Bottema* (Netherlands) XI–107–64
— Working and welding of high tensile strength steels for pressure vessels, by *K. Takmen* (Japan) XI–107–64
— Influence of procedure condition on ferrite band in weld metal of 2 1/4 Cr-1 Mo steel pipe, by *A. Vjiie, S. Sato* and *Nagaoka* (Japan) XI–108–64
— Essais sur tubulures inclinées, par *J. Heirman* et *G. Stockman* (Belgique) XI–110–64
— Principal specifications for line pipes, by *M. P. Anuckin* (U.R.S.S.) XI–111–64
— Configuration of nozzles in high pressure steam drums of low-alloy, steel, by *M. J. Kaufman* (Netherlands) XI–112–64
— Czechoslovak stress measurement at the junction of the hemispherical head with the shell of a boiler drum, by *Z. K.. Drab* and *J. K. Crhak* (Czechoslovakia) XI–114–64

COMISIA XII – **„Procédés spéciaux de soudage à l'arc"**
‚Special arc welding processes"

— Alloying of mild steel with chrome and manganese at automatic build up welding with band-electrode, by *M. Hrelescu, D. Popovici* and *F. Bär* (Rumania) XII–215–64
— Application of the FN process to mild and high tensie strength steels and hard-facing in submerged-arc welding, by *T. Hotta, T. Sakai, T. Bada, N. Tanaka, I. Morimoto* and *H. Nakayama* (Japan) XII–217–64

- A fundamental analysis of the chemical reaction for submerged-arc welding, by *M. Okada* and *T. Ikkai* (Japan) XII–218–64
- „Cut Wire" submerged arc welding process-New automatic arc welding process using „out wire" as auxiliary filler metal, by *K. Okada, S. Saruwatari, M. Tokura* and *T. Miura* (Japan) XII–219–64
- Studies on the filler wires for welding of corrosion resistant aluminium alloys, by the Committee of Light Metals for Shipbuilding Industry (Japan) XII–223–64
- Non-vacuum electron beam welding, by *R. A. Cresswell* (United Kingdom) XII–230–64
- Plasma welding: Present position, by *R. A. Cresswell* (United Kingdom) (XII–D–7–64) XII–231–64
- Plasma cutting: Present position, by *R. A. Cresswell* (United Kingdom) (XII-D-8-64) XII–232–64
- Water vapour shielded arc welding of steel: Present position, by *R. A. Cresswell* (United Kingdom) XII–233–64
- „Vibro-arc" welding and surfacing, by *R. A. Cresswell* (United Kingdom) XII–234–64
- Recommendations for the standardisation of wires for gas-shielded bare-wire welding of mild steel compositions, by *P. L. J. Leder* (United Kingdom) XII–235–64
- The effect of wire copper coating on the mechanical properties of CO weld, by *A. A. Smith* (United Kingdom) (XII-B-6-64) XII–236–64
- Penetration in fillet joints made with automatic CO_2 welding, by *A. A. Smith* and *R. P. Newman* (United Kingdom) (XII-B-7-64) XII–237–64
- Structural steel joints produced by submerged arc welding, by *W. Hummitzsch* (Germany) XII–242–64
- Can the penetration obtained in automatically weled fillet welds be used in the calculations of the static and dynamic streng thof the weld, by *G. Kullberg* (Sweden) XII–248–64
- Present status of submerged arc welding in Japan, by Japanese Delegation XII–255–64
- Recommendations for the standardisation of wires for gas-shielded bare-wire welding of mild steel (compositions), by *P.L.J. Leder* (United Kingdom) XII–256–64
- Arc welding pulse control of metal transfer for low current consumable electrode welding, by *J. C. Needham* (United Kingdom) XII–257–64
- Present statuts of special welding processes in Japan, by Japanese Delegation XII–258–64

COMISIA XIII – **„Essais de fatigue"**

- Fatigue tests on 1/2 inch thick transverse butt welds containing slag inclusions-First interim report, by *R. P. Newman* and *T. R. Gurney* (United Kingdom) XIII–336–64
- A study of fatigue strength of fillet welded joints, by *H. Ouchida* and *A. Nishioka* (Japan) XIII–338–64
- Cover plate end welding and fatigue, by *D.R.Sherman* and *J. E. Stallmeyer* (U. S. A.) XIII–340–64
- La résistance à la fatigue aux sollicitations répétées des joints soudés de tôles d'acier OL 38 et OLX 52, par *E. Iovițiu* (Roumanie) XIII–341–64
- Contribution au développement des méthodes d'essai à la fatigue sous charge progressive, par *A. Bernath* (Roumanie) XIII–342–64
- Rapport sur les essais effectués en Belgique par le Groupe de travail sur l'influence des défauts de soudure sur la résistance à la fatigue des assemblages soudés XIII–343–64
- The influence of corrosion on the fatigue-strength. An investigation in view of the segmental gates in the outlet *slices* (part of the dam across the Haringvliet), by *J. de Back* (Netherlands) XIII–348–64
- Fatigue of ship structures, by *J. J. W. Nibbering* (Netherlands) XIII–351–64
- Quelques résultats d'essais de fatigue sur A-G5 soudé, par *R. Le Grand* (France) XIII–353–64

Documentare

Repararea arborilor cotiţi. În: Automobile Engineer, sept 1964.

Repararea arborilor cotiţi uzaţi a căpătat în ultimii ani o nouă tehnică: depunerea în elice în arc de sudură a unui material de aport pe fusurile paliere şi manetoane. În S.U.A. s-au recondiţionat pînă în prezent pe această cale peste un milion de arbori cotiţi. În mare parte automatizat, procedeul nu pretinde o calificare deosebită. Se obţine o mare uniformitate a materialului depus. În timpul sudării, suprafaţa fusului se topeşte uşor, temperatura locală nedepăşind însă 540°C, ceea ce evită producerea de distorsiuni. Materialul depus are o structură fină şi este foarte potrivit pentru şlefuire.

Maşina pe care se realizează operaţia seamănă cu un strung obişnuit, în partea stîngă fiind cazat echipamentul electric pentru arcul electric şi cel mecanic pentru turnarea arborelui cotit. Grupul de sudare este montat pe o sanie acţionată de un motor separat într-o cursă reglabilă.

Înaintea operaţiei de sudură se procedează la o curăţare a suprafeţelor cu un material abraziv de polizare. Orificiile de ungere se astupă cu dopuri ceramice care se îndepărtează după finisarea finală a suprafeţei recondiţionate. Progresul motoarelor electrice de mare turaţie permite obţinerea de ansambluri motoreductoare cu mai puţin decît 3 kg/kW pentru puteri de 2—10 kW şi de maximum 2 kg/kW pentru puteri de 25 kW.

După o serie de încercări reiese că microturismul foarte compact (lungime 2,50 m) şi uşor (500 kg) trebuie să aibă un motor de aproximativ 4 kW pentru o viteză maximă de 70 km/h. Autoturismul mijlociu, cu 4—6 locuri şi 140 km/h, va avea două motoare de 10 kW. Autoturismul mare are nevoie de 40 kW. Dacă se ia în considerare randamentul prevăzut al pilelor (70%) şi acela al motoarelor electrice cu transmisiile la roţi, consumurile de combustibil vor fi de 0,5 l/100 km, 2 l/100 km şi 3 l/100 m pentru cele trei categorii de turisme.

Înlocuirea motorului termic cu pila de combustie introduce şi alte avantaje: lipsa poluţiei atmosferice, creşterea siguranţei frînării prin funcţionarea ca generatrice a motoarelor electrice, ceea ce elimină problemele blocării şi pretinde frîne cu discuri numai pentru viteze mici şi oprire; lipsa aproape completă a zgomotelor şi vibraţiilor.

Înlăturarea zgomotului pinioanelor şi a vibraţiilor torsionare în transmisia automobilului IMZ echipat cu motor cu şase cilindri dispuşi în V. I. T. Vorobiev şi I. Kozlov In: Avtomobilnaia promişlennosti, nr. 6, 1964.

Cutiile de viteze ale uzinei de motoare din Iaroslav dau în timpul funcţionării un zgomot intens, atunci cînd echipează motoarele în patru timpi de tip IMZ-236, cu şase cilindri dispuşi în V. Zgomotul produs de pinioane apare atît la regimurile de mers în gol ale motorului, cît şi în timpul deplasării automobilului. Interesant este faptul că zgomotul nu apare la funcţionarea motoarelor IMZ-204 şi IMZ-206 cu cilindrii dispuşi în linie, echipate cu acelaşi tip de cutie de viteze.

Cauza acestui zgomot o constituie vibraţiile torsionale ale transmisiei automobilului, provocate de neuniformitatea momentului motor al motorului cu cilindrii dispuşi în V, în comparaţie cu motoarele cu cilindrii în linie.

Vibraţiile torsionale ale transmisiei sînt provocate de forţele şi momentele variabile care apar în timpul funcţionării motorului, ca rezultat al mişcării de translaţie a pieselor echipajului mobil. La motorul cu cilindrii dispuşi în V, în două plane care formează un unghi de 90°, se adaugă un moment care lucrează după direcţia axei longitudinale a motorului, datorit neuniformităţii succesiunii aprinderilor în cilindri şi presiunii diferite în momentul aprinderii în diferiţi cilindri.

Spre deosebire de majoritatea forţelor variabile, care pot fi micşorate prin îmbunătăţirea echilibrării arborelui cotit, reducerea toleranţelor la greutatea pieselor etc., momentul care lucrează pe direcţia axei longitudinale a motorului poate fi influenţat, în principal, numai pe seama modificării compunerii motorului şi a unghiului dintre planele cilindrilor.

La rezonanţă, vibraţiile torsionale ating valori importante a căror amplitudine depăşeşte momentul motor mediu al motorului, ceea ce duce în final la apariţia unor şocuri între dinţii pinioanelor aflate în angrenare.

În prima etapă a lucrărilor au fost executate pinioane cu jocuri micşorate între dinţi, şi anume de 0,10—0,11 mm, în loc de 0,15—0,32 mm, iar momentul de inerţie al volanului a fost mărit. S-a constatat însă că aceste măsuri nu au dus la micşorarea zgomotului.

În continuare, lucrările au fost dezvoltate pe linia introducerii în construcţia cutiilor de viteze şi a angrenajelor a unor amortizoare speciale de vibraţii torsionale, folosindu-se în acest scop aparatură tensometrică; încercările au fost efectuate pe cutii de viteze, atît din fabricaţie de serie, cît şi experimentale.

În procesul de stabilire a caracteristicii şi a parametrilor optimi ai elementelor elastice de amortizare au fost verificate trei tipuri de dispozitive pentru amortizarea vibraţiilor cutiei de viteze, combinate cu cîteva variante de dispozitive de amortizare a ambreiajului, şi au fost înregistrate vibraţiile torsionale ale transmisiei automobilului.

Montarea unui pinion amortizor pe axul intermediar al cutiei de viteze exercită o influenţă importantă asupra amortizării vîrfurilor pozitive şi negative ale momentului, iar nivelul zgomotului pinioanelor la mersul în gol — pentru o temperatură a uleiului de peste 50°C — devine asemănător cu cel al zgomotului cutiei de viteze care echipează motorul cu cilindrii în linie.

Celelalte încercări ale diferitelor variante de amortizare au fost efectuate în condiţiile de deplasare a automobilului cu viteza a doua, a treia, a patra şi a cincea, precum şi la deplasarea automobilului în pantă, la pornire şi accelerare cu schimbarea vitezelor.

Oscilogramele obţinute arată că, la deplasarea cu viteza a doua, amplitudinea vibraţiilor, cu sau fără amortizor, este redusă chiar în zonele de rezonanţă. Rezultă deci că fenomenul de rezonanţă are loc pentru vibraţiile proprii ale transmisiei cu armonicile de ordin superior ale motorului. La deplasarea cu viteza a treia se remarcă acelaşi lucru, cu observaţia că amplitudinea oscilaţiilor momentului atinge valori mai importante.

În condiţiile accelerării automobilului de pe loc cu schimbarea vitezelor şi la deplasarea pe pantă se observă zone de rezonanţă de scurtă durată la viteza a treia, care cresc la vitezele a patra şi a cincea, mai ales atunci cînd cutia de viteze este încălzită (50°C). Amplitudinea momentului atinge 120 kgm la viteza a patra şi 80 kgm la viteza a cincea. Durata de acţiune a zonelor de rezonanţă creşte o dată cu turaţia motorului. Aceasta înseamnă că la turaţii mari, valorile mari ale momentului motor pot crea condiţii nefavorabile pentru funcţionarea ambreiajului şi supraîncărcării în transmisia automobilului.

Amortizorul vibraţiilor torsionale montat numai în pinionul axului intermediar al cutiei de viteze amortizează oscilaţiile momentului în transmisie la toate vitezele, cu excepţia vitezei a patra (directă).

Amortizorul montat în ambreiaj elimină fenomenele de rezonanţă şi reduce amplitudinea oscilaţiilor momentului motor de aproximativ 2—3 ori, în funcţie de momentul de frecare al amortizorului, adică cu cît momentul de frecare este mai mic, cu atît este mai mică amplitudinea vibraţiilor torsionale. Acest amortizor nu are, practic, nici o influenţă asupra zgomotului cutiei de viteze.

În concluzie autorul arată că amortizarea vibraţiilor torsionale trebuie realizată pe două direcţii:

— eliminarea zgomotului pinioanelor cutiei de viteze prin montarea unui dispozitiv amortizor în pinionul axului intermediar;

— reducerea vibraţiilor torsionale în transmisia automobilului prin introducerea în construcţia ambreiajului a unui amortizor avînd o caracteristică corespunzătoare.

Astfel, în încercările efectuate rezultate bune a dat pinionul amortizor prevăzut cu arcuri interioare, avînd momentul 3,5—4 kgf şi arcuri exterioare, cu momentul de 22—26 kgf. Pentru amortizarea vibraţiilor torsionale ale transmisiei automobilului s-a dovedit eficientă utilizarea amortizorului tip A pentru ambreiaj, caracterizat printr-un moment de blocare a arcurilor de 90 kgf, cu rigiditatea de 24 kgf/grad şi unghiul de blocare de 4°30'.

Controlul statistic al preciziei formei segmenţilor de piston şi aprecierea ei după curbele de regresie. S. K. Nosov. În: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 8, 1964.

În prezent, la toate uz'nele specializate în fabricarea segmenţilor controlul se efectuează în proporţie de 100%, la lumină, operaţie care necesită un volum mare de muncă şi care nu asigură nici calitatea necesară acestei operaţii.

Studiile efectuate indică, drept cauză principală a fantei la lumină, deformarea periferiei segmentului ca un rezultat al prelucrării mecanice care determină modificarea importantă a tensiunilor remanente provenite din turnare şi a repartiţiei lor. Ca rezultat al acestor studii a fost stabilită epura tehnologică a repartiţiei tensiunilor tangenţiale remanente în secţiunea segmentului. Această epură, alcătuită cu ajutorul curbelor de regresie stabilite pentru operaţiile de strunjire interioară şi exterioară a segmentului, stabileşte o relaţie între tensiunile remanente σ_t şi mărimea adaosurilor Δa la prelucrarea segmentului.

Tabela 1

Operaţia	Ecuaţia regresiei	$\eta'_{y/x}$	$\eta_{y/x}$	m_η	$\frac{\lvert\eta'\rvert}{m_\eta} > 3$	θ_η de calcul	θ_η tabelară pentru $p = 0{,}95$
Strunjire interioară	$\bar{y}_x = \frac{6{,}48}{x} + 1{,}30$	0,816	0,83	0,034	24	0,24	1,94
Prima strunjire exterioară	$\bar{y}_x = \frac{4{,}017}{x} - 2{,}43$	0,65	0,70	0,06	10,8	0,5	1,75
A doua strunjire exterioară	$\bar{y}_x = \frac{2{,}40}{x} + 0{,}43$	0,6	0,69	0,104	5,8	1,27	2,29

Rezultatele studiilor sînt prezentate în tabela 1.

Analiza curbelor de regresie şi a rezultatelor studiilor arată următoarele:

Pentru toate operaţiile mărimea σ_t se corelează satisfăcător cu ajutorul ecuaţiei:

$$\bar{y}_x = \frac{a}{x} + b,$$

în care, $\bar{y}_x$ (σ_t) este apreciat după x (Δ a).

Aceasta rezultă din datele tabelei, unde sînt trecute valorile lui $\eta'_{y/x}$ şi $\eta_{y/x}$, care reprezintă raportul teoretic, respectiv empiric, de corelare şi demonstrează legătura strînsă dintre σ_t şi Δ a.

Ţinînd seamă de valoarea diferită a mărimii $\sigma_{t\,max}$ pentru operaţiile de strunjire interioară şi de strunjire exterioară de degroşare, precum şi de gradientul diferit al curbelor de regresie corespunzătoare acestor operaţii, se poate afirma că pentru împiedicarea deformării periferiei segmentului şi formarea fantei la lumină este necesară repartizarea optimă a adaosurilor de prelucrare a segmentului. Experimental s-a stabilit pentru segmenţii cu diametrul exterior peste 60 mm următoarele adaosuri: pentru strunjirea interioară pînă la 0,5 mm, pentru prima strunjire exterioară 1 — 1,1 mm, iar pentru cea de-a doua, pînă la 0,4 mm.

Rezultatele studiilor permit trecerea de la controlul la lumină în proporţie de 100% al calităţii segmenţilor, la un control statistic, şi anume: selectiv după operaţiile de strunjire interioară şi exterioară (de degroşare) şi de recepţie a lotului.

Controlul selectiv trebuie axat pe ecuaţiile legăturii corelative corespunzătoare acestor operaţii. Esenţa ecuaţiei de legătură:

$$\bar{y}_x = \frac{a}{x} + b$$

constă în aceea că valorii x (Δ a) îi corespunde o valoare medie de grup y_x (σ_t). În această ecuaţie, a este înclinarea curbei de regresie, iar b reprezintă valoarea lui σ_t pentru $x=0$.

Ecuaţia poate fi redusă la o ecuaţie liniară prin înlocuirea raportului $\frac{1}{x} = x'$, ceea ce simplifică construcţia diagramelor de control. Din diagrame rezultă că o dată cu modificarea mărimii adaosului de prelucrare Δ a, variază şi tensiunile remanente σ_t, care se fixează indirect prin măsurarea rostului de dilatare.

Tensiunile tangenţiale interne σ_t (y) se determină cu ajutorul formulei simplificate:

$$\sigma_t = \frac{4\,EI_a}{D_a^2F_t} \cdot \frac{\Delta S}{\pi\,\Delta a},$$

în care E este modulul de elasticitate al fontei;

$I_a = \frac{b\,t_a}{12}$ — momentul de inerţie al secţiunii segmentului (b este înălţimea segmentului, iar t grosimea radială);

D_a — diametrul segmentului;

F_t — aria secţiunii transversale a segmentului;

ΔS — variaţia rostului de dilatare, determinată de modificarea adaosului de prelucrare;

Δa — adaosul de prelucrare.

Indicii a şi t corespund valorilor dimensiunilor segmentului înainte şi după prelucrarea în cadrul operaţiei respective.

Mărimile care intervin în formulă pot fi determinate prin măsurarea rostului de dilatare ΔS şi a adaosului de prelucrare corespunzător operaţiei date pentru cei n segmenţi extraşi, în scopul efectuării controlului selectiv. Acest număr poate fi de 40 — 60 de segmenţi. Numărul de extrase pe schimb se stabileşte ţinînd seamă de timpul de funcţionare a maşinii-unelte între două reglaje succesive.

Vehicule electrice cu pile de combustie. J. Benezech. În: Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S. I. A., nr. 10, 1964.

În ultimii ani s-au dezvoltat într-un ritm rapid cercetările în domeniul pilelor de combustie. Se poate aprecia că se investesc anual peste un miliard de franci francezi în acest domeniu de cercetare teoretică şi experimentală.

Nu numai că, la folosirea combustibililor într-o pilă de combustie, randamentul excepţional permite micşorarea la o treime a consumului de combustibil, dar acest procedeu permite a se dispune, pe un autovehicul, de o sursă puternică de energie electrică, ce poate asigura antrenarea a nenumărate echipamente auxiliare.

Grupul motor-transmisie se reduce la două sau patru motoare cu reductor care atacă direct cele două sau patru roţi prin intermediul unor cardane simple sau homocinetice, după cum roţile sînt numai purtătoare sau şi directoare. Pila propriu-zisă se capează simplu ; de exemplu, în şasiu organele de comandă şi comutaţie, electrice sau electronice, se plasează în apropierea motoarelor, pentru a scurta cablurile. Frînele cu disc vor ataca ieşirea din reductoare pentru a micşora greutatea părţilor nesuspendate. Tensiunea folosită va fi de ordinul a 50 V, la care siguranţa este perfectă în orice împrejurare.

Automatizarea administrativă. H. Vadell şi J. Pages. În : Ingénieurs de l'automobile — Journal de la S. I. A. nr. 10, 1964.

Activitatea industrială comportă, în general, două categorii de sarcini : lucrările de transformare a materiei şi operaţiile asupra informaţiilor. Automatizarea tehnică se referă la prima categorie, iar automatizarea administrativă se ocupă de înregistrarea, exploatarea, analiza şi controlul informaţiilor relative la operaţiile care interesează mersul întreprinderilor. Prin informaţie se înţelege orice element de cunoaştere corespunzînd fenomenelor fizice, economice sau ştiinţifice, susceptibil de a fi exploatat de întreprindere.

Lucrul administrativ are două elemente caracteristice : a) o succesiune de operaţii elementare, uneori intelectuale, alteori materiale (citire, scriere, calcul, comparaţie, transmitere, depozitare etc.), al căror scop este să asigure una dintre cele trei funcţiuni esenţiale : înregistrare, tratare sau conservare a informaţiei ; b) un proces care comandă ordinea executării operaţiilor elementare a condiţiilor realizării lor, proces care poate comporta, în unele stadii, anumite variante şi care poate pretinde unele decizii.

Înregistrarea informaţiei condiţionează orice lucru administrativ. Ea trebuie realizată automat, simultan cu naşterea informaţiei şi pe un suport şi într-o formă direct utilizabile de către maşinile de tratare. Se constată că înregistrările iniţiale sînt cele mai frecvent efectuate prin scriere manuală sau mecanică pe un document de hîrtie căruia i se spune document de bază. Cînd organizarea tratării nu este automatizată, în cursul tratării circulă chiar documentul de bază. Pentru a permite un tratament automat este necesar să se recurgă la mijloace de înregistrare, şi anume la crearea paralel cu documentul de bază a unui al doilea document sub forma unei cartele perforate, a unei panglici perforate sau a unei benzi magnetice.

Tabela perforată constituie o ,,memorie'' permanentă a informaţiilor şi poate servi oricîtor exploatări este nevoie. În cursul tratării informaţiei, fiecare maşină cu cartelă perforată este obligată să urmărească un program care îi este impus de legăturile prin cabluri între ploturile unui tablou de conexiuni. Dezavantajele maşinii cu element perforat constau în faptul că programul este limitat de numărul de ploturi la tabloul de conexiuni, în acela că fişierul cartelelor perforate este citit în secvenţă, ceea ce face ca memoria maşinii să fie limitată la durata de lectură a unei cartele şi pentru a detecta o informaţie ea trebuie să citească tot fişierul, şi, în sfîrşit, în faptul că maşinile de tratare asigură toate operaţiile elementare pe un lanţ de maşini autonome distincte, pe care cartela trece succesiv, ceea ce lungeşte întîrzierile prin crearea unor rînduri de aşteptare şi face imposibilă o integrare perfectă a informaţiilor. Aceste dezavantaje fac ca de la un anumit nivel maşinile cu cartele perforate să fie depăşite. Devine atunci rentabilă folosirea maşinilor electronice numerice de calcul, a căror funcţionare se face cu viteze foarte mari, a căror memorie este nelimitată şi cu acces rapid şi la care programul este înregistrat.

Ungerea cutiei de viteze. În : Automobile Engineer, nr. 7, 1964 (Patent : Vauxhall Motors Ltd.).

La o cutie de viteze obişnuită, funcţionarea pentru diferite trepte de viteză, în afară de priza directă, determină o apreciabilă solicitare a rulmentului cu role montat între axul principal şi cel secundar.

Pentru a se asigura o ungere suficientă a acestui rulment s-a propus să se monteze, pe axul principal, un disc care are rolul de a pompa uleiul necesar (fig. 1, a).

Discul este solidar cu piuliţa de fixare a rulmentului de susţinere pentru axul principal.

Partea inferioară a discului pătrunde sub nivelul uleiului din carterul cutiei de viteze. Pe suprafaţa discului (fig. 1, b) dinspre peretele cutiei de viteze sînt prelucrate o serie de canale elicoidale. Jocul dintre suprafaţa discului şi peretele cutiei este de 0,3—0,6 mm.

Datorită rotaţiei discului, uleiul se deplasează radial prin canalele elicoidale pînă la un canal inelar central, de unde, datorită presiunii create de rotaţia discului ajunge în spaţiul central. Diametrul găurii interioare se lărgeşte către rulmentul cu role ce menţine capătul axului secundar ; astfel, uleiul se deplasează sub acţiunea forţelor centrifugale către rolele pe care trebuie să le ungă.

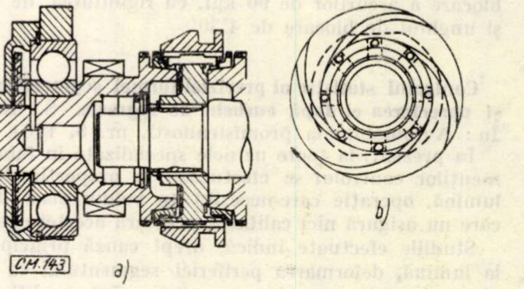


Fig. 1

Inelul de fixare a rulmentului menţine un anumit nivel de ulei pe suprafaţa de rulare a rolelor respective.

Un nou tip de filtru. În : La technique moderne, nr. 11, 1964.

În anumite maşini moderne, impurităţi de 3 μm diametru — dimensiune curent întîlnită la particulele în suspensie în aer — pot produce avarii şi chiar accidente.

Pentru a împiedica aceste avarii, SCAM a construit un filtru care să poată absorbi aceste particule fine, să fie destul de robust şi să poată fi curăţat automat.

Filtrul este format dintr-un cilindru metalic prevăzut în exterior cu nervuri filetate cu mare precizie, pe care se bobinează un fir de sîrmă de oţel inoxidabil, astfel încît distanţa între spirele de sîrmă să fie riguros constantă. Lichidul traversează filtrul din exterior spre interior cu pierderi foarte mici, datorită grosimii foarte mici a suprafeţei filtrante.

Curăţarea se face foarte uşor cu ajutorul unui dispozitiv special aşezat în interiorul cilindrului, compus dintr-o pompă acţionată de un motor hidraulic. Pompa este formată din două clape care, apropiindu-se brusc la fiecare secundă, provoacă o împingere în contracurent astfel încît filtrul este complet curăţat de patru ori pe minut. Presiunea trebuie să fie de minimum 2 kgf/cm². Dat fiind că ansamblul metalic se află numai în mediu filtrat şi că viteza este redusă, uzura este practic nulă.

În figură este reprezentat schematic un astfel de filtru (*a* — apropierea bruscă a clapelor provoacă o alungare a lichidului în contracurent în sectorul respectiv, *b* — depărtarea lentă a celor două clape asigură rotaţia în interiorul cilindrului a dispozitivului de curăţare).

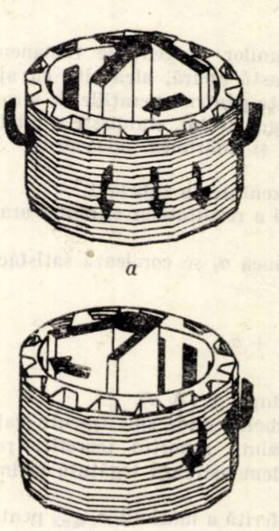


Fig. 1

Impurităţile cad într-o cuvă de noroi în partea inferioară.

Suprafaţa filtrantă este indeformabilă. Filtrul este robust şi prezintă avantajul că nu se formează o turtă de impurităţi şi că filtrarea are loc permanent la o grosime a impurităţilor riguros determinată în fiecare caz (de exemplu la filtrarea uleiurilor folosite în motoarele Diesel, o sită prea deasă ar opri aditivii). Curăţarea automată se poate efectua în bune condiţii pentru o gamă largă de viscozităţi.

Fabricarea industrială a acestor filtre cere o mare precizie în finisare, bobinare şi control (pentru un filtru cu sită de 3 μm diametru trebuie să se bobineze 3 500 m sîrmă inoxidabilă de 3 μm diametru fără a se rupe).

De asemenea, trebuie să se evite introducerea impurităţilor în filtru în timpul fabricaţiei şi manipulării. Operaţiile de montaj, rodaj, preambalaj se efectuează în încăperi climatizate, cu o uşoară suprapresiune, prevăzute cu sas de intrare, alimentate cu aer filtrat, de către personal special echipat.

O metodă pentru etanşarea supapelor (Patent : Ford Motor Col. Ltd.). În : Automobile Engineer, nr. 10, 1964.

Unul din principalele inconveniente în legătură cu modul de funcţionare a sistemului de distribuţie al unui motor cu ardere internă este tendinţa de scurgere a uleiului pe lîngă tija supapei ; uleiul se scurge în camera de ardere, determinînd creşterea consumului de lubrifiant.

În figura 1 apare etanşarea metalică propusă, montată la partea inferioară a ghidajului tijei supapei.

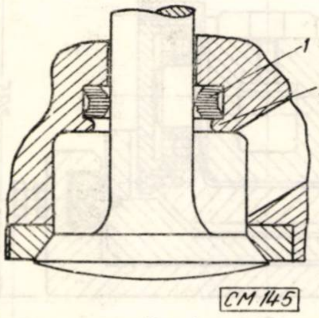


Fig. 1

Piesa de etanşare este formată din resortul *1* realizat dintr-o panglică metalică. Diametrul resortului scade către mijlocul său, dîndu-i o formă de corset. Strîns între peretele locaşului respectiv şi tija supapei, poate asigura etanşarea necesară.

Resortul este menţinut în locaş cu ajutorul unei bride *2* sau al unui inel auxiliar.

În afară de etanşare, sistemul prezintă şi alte avantaje. Astfel, dacă ghidajul tijei se uzează, resortul *1* împiedică eventuala poziţie oblică a tijei. În afară de aceasta se înlătură posibilitatea unei uzuri excentrice a ghidajului, care determină zgomotul cunoscut ce apare la aşezarea talerului supapei pe sediu.

Prelucrarea danturii roţilor cu clichet pe maşina de mortezat. C. Ia. Barabolia. In : Stanki i instrument, nr. 10, 1964.

Prelucrarea danturii roţilor cu clichet cu modul mic, care intră în componenţa diferitelor dispozitive, se realizează în mod obişnuit pe maşini universale de frezat cu freze profil, avînd diametrul exterior de 4,8—5,8 mm.

În condiţiile producţiei de unicate este avantajos ca această operaţie să fie executată pe maşini de mortezat, cu cuţit special. Rotirea semifabricatului în conformitate cu pasul unghiular se efectuează cu ajutorul dispozitivului divizor al maşinii, comandat printr-o manivelă specială cu fixator, articulată de arborele antrenat al lirei de divizare. În cazul în care numărul de dinţi al roţii de prelucrat nu este divizibil cu numărul de dinţi al roţii melcate divizoare, se utilizează roţile de schimb ale lirei, manivela cu fixator fiind articulată de arborele intermediar.

Mandrina cu piesa de prelucrat se montează pe masa maşinii. Partea superioară a mandrinei trebuie să fie conică pentru a face posibilă centrarea cuţitului.

Fixarea cuţitului pe axul maşinii se realizează cu ajutorul portsculei prezentate în figura 1.

După montarea portsculei, axul maşinii se roteşte manual pentru a dispune suprafaţa *A* a plăcii de reglaj *1* paralel cu suportul de ghidare. Cuţitul se introduce în orificiul plăcii de reglaj şi se asigură cu bulonul *4*. Deplasînd căruciorul avansului radial şi placa de reglaj cu ajutorul tirantului *3*, se suprapune vîrful cuţitului cu vîrful conului mandrinei şi apoi se strînge bulonul *2*.

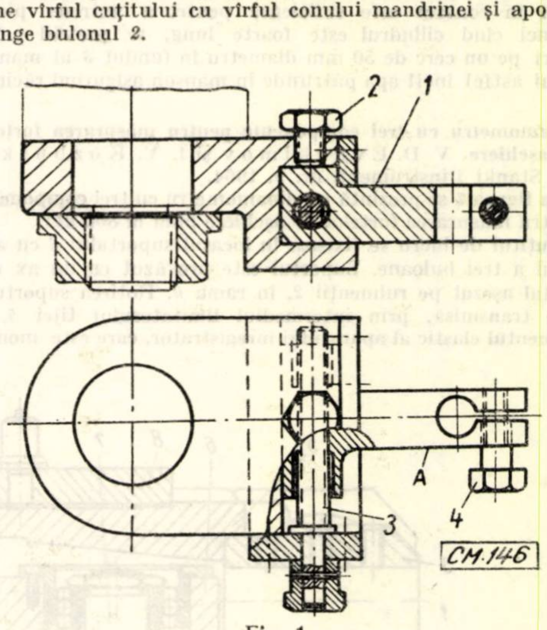


Fig. 1

La reglarea maşinii trebuie să se decupleze mişcarea automată de rotaţie a axului şi a mesei maşinii. Avansul radial normal se verifică cu un comparator montat într-o clemă specială pe suportul de ghidare.

Prelucrarea unei roţi de oţel 2H13, călită la 25—30 HRC, avînd grosimea dinţilor de 2,5 mm şi înălţimea de 0,5 mm, se execută prin metoda expusă cu viteza de 375 curse active/min şi avansul de 0,01 mm/cursa activă. Calitatea suprafeţei dinţilor se încadrează în limitele claselor 6—7 de precizie. Capacitatea de lucru a cuţitului este de 150—180 dinţi între două ascuţiri.

Dispozitiv răcit cu apă pentru rectificare interioară. In : La machine moderne, dec 1964.

S-a constatat că piesele lungi cu pereţi subţiri se deformează atunci cînd sînt rectificate în interior şi că pentru a se evita acest inconvenient este necesar să se folosească un dispozitiv de răcire cu apă.

În figură este reprezentat un astfel de dispozitiv care constă dintr-un corp exterior *1*, alezat astfel încît să se adapteze pe broşa maşinii de rectificat, diametrul interior fiind alezat pentru a se putea monta manşonul *2*. În corpul *1* sînt prevăzute canalele *4* pentru ca apa să poată circula liber în lungul şi în jurul manşonului. Partea din spate a manşonului este obturată pentru a împrăştia apa de răcire la sosirea ei printr-o ţeavă.

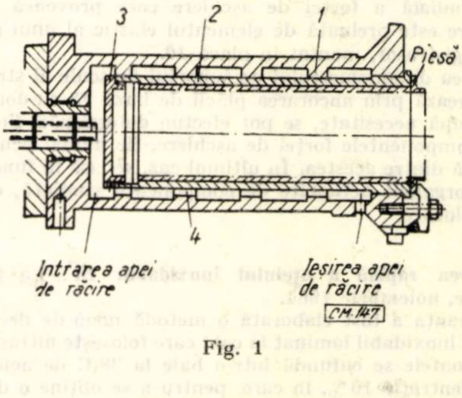


Fig. 1

Dat fiind că dispozitivul are o lungime destul de mare, în partea din faţă este sprijinit într-o lunetă. Strîngerea nu este o problemă, deoarece frecarea între suprafeţele mari în contact este suficientă pentru a antrena piesa. Atunci cînd cilindrul este foarte lung, se prevăd patru găuri pe un cerc de 50 mm diametru în fundul *3* al manşonului astfel încît apa pătrunde în manşon asigurînd răcirea.

Dinamometru cu trei componente pentru măsurarea forţelor de aşchiere. V. D. Evdokimov şi I. V. Kozbuskii. In : Stanki i instrument, nr. 9, 1964.

În figura 1 se prezintă un dinamometru cu trei componente pentru măsurarea forţelor de aşchiere pînă la 800 kgf.

Cuţitul de lucru se fixează în locaşul suportului *3* cu ajutorul a trei buloane. Suportul este prevăzut cu un ax orizontal aşezat pe rulmenţii *2*, în rama *6*. Rotirea suportului este transmisă, prin intermediul limitatorului tijei *5*, la elementul elastic al aparatului înregistrator, care este montat pe placa *8*. Acest aparat măsoară componenta verticală a forţei de aşchiere.

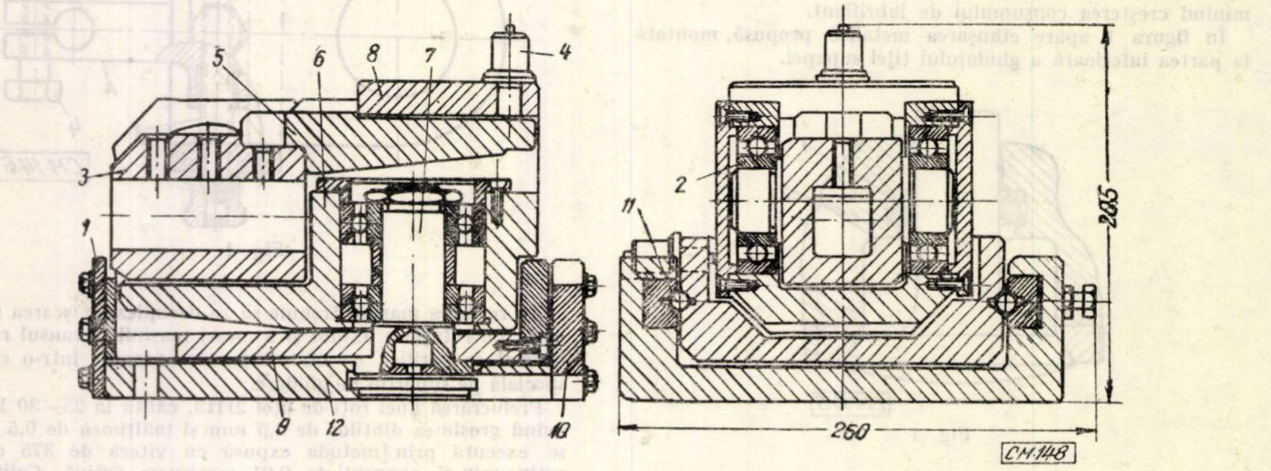


Fig. 1

Sub acţiunea componentei axiale a forţei de aşchiere, rama *6* tinde să se rotească, împreună cu suportul *3*, în jurul axului *7*, care este solidarizat cu căruciorul *9*. Această deplasare este transmisă la aparatul întregistrator corespunzător prin două elemente elastice dispuse în căruciorul *9*, pe ambele laturi ale ramei *6*.

Pe feţele laterale ale căruciorului sînt practicate două caneluri longitudinale în care se află bilele *11*. Plăcile *1* şi *10* limitează deplasarea longitudinală a căruciorului. Componenta radială a forţei de aşchiere care provoacă această deplasare este preluată de elementul elastic al unui alt aparat înregistrator, montat în placa *10*.

Fixarea dinamometrului pe suportul de scule al strungului se realizează prin ancorarea plăcii de bază *12* cu două şuruburi. După necesitate, se pot efectua determinări fie pentru toate componentele forţei de aşchiere, fie numai pentru una sau două dintre acestea. În ultimul caz, se lasă în funcţionare numai organele acţionate de componenta studiată, celelalte fiind blocate.

Decaparea rapidă a oţelului inoxidabil. In : La machine moderne, noiembrie 1964.

În Franţa a fost elaborată o metodă nouă de decapare a oţelului inoxidabil laminat la cald care foloseşte ultrasunetele.

Laminatele se cufundă într-o baie la 38°C de acid azotic de concentraţia 10%, în care, pentru a se obţine o decapare mai rapidă, se poate adăuga 0,1–0,2% acid florhidric. Piesa este supusă acţiunii ultrasunetelor o durată de 10–25 s, în funcţie de grosimea stratului de oxid care trebuie să fie eliminat, apoi se introduce într-o baie de apă, în care se adaugă 1–2% leşie şi se menţine timp de 5–20 s. Oxidul nu este eliminat decît în cea de-a doua baie.

În timpul decapării ultrasunetele lucrează atît activînd reacţiile chimice cît şi asupra acţiunii mecanice a cavitaţiei. Pentru a se obţine rezultate bune, în prima baie puterea trebuie să fie de 4–5 W/cm^2 şi în a doua 8 W/cm^2.

Dat fiind rapiditatea cu care se efectuează decaparea, se poate construi o instalaţie continuă. Sub acţiunea ultrasunetelor, acidul pătrunde instantaneu în toate microfisurile, iar în a doua baie, cavitaţia face să se desprindă straturile de oxizi. Datorită timpului scurt de expunere metalul nu este atacat, se realizează o economie de acid şi filtrarea băii se efectuează mai rar. Avantajele acestor metode sînt următoarele : temperatura redusă a băii permite să se consume mai puţină energie şi, dat fiind că în baie nu este acid fluorhidric, nu este nevoie de ventilaţie. De asemenea, dat fiind că nu au loc atacuri intercristaline, nu se amorsează crăpături.

Utilizarea granulelor abrazive pentru sablarea cu jet. In : Grinding and Finishing, nr. 9, vol. 9.

În ultimul timp sablarea cu jet este din ce în ce mai mult utilizată în cadrul lucrărilor de curăţire a suprafeţelor metalice pentru înlăturarea crustelor, ruginii sau pentru pregătire în scopul acoperirii cu straturi protectoare.

Ca material abraziv se utilizează în largă măsură particule metalice : grăunţi de fontă, alice de oţel, particule tăiate din sîrmă de oţel etc. În afară de acestea se mai folosesc şi materiale nemetalice : cuarţ şi mai ales materiale abrazive artificiale, corindonul sintetic şi carbura de siliciu. Corindonul sintetic şi carbura de siliciu sînt cele mai eficiente materiale abrazive utilizate în cadrul sablării cu jet.

Greutatea specifică a corindonului artificial şi a carburii de siliciu fiind redusă, materialele respective pot fi utilizate pentru sablarea pieselor uşoare sau subţiri fără ca acestea să se defecteze din cauza şocurilor. Durata de utilizare şi posibilităţile de regenerare sînt mai mici decît în cazul materialelor metalice ; cu toate acestea sînt mai economice din cauza costului mai redus al operaţiilor auxiliare.

În plus, abrazivii artificiali sînt insensibili la acţiunea agenţilor atmosferici, a acizilor şi bazelor şi nu determină ruginire dacă pătrund în stratul superficial al piesei prelucrate.

Corindonul artificial este mai mult folosit decît carbura de siliciu, în special ca granule de 30–60 (1–0,2 mm diametru) ; pentru operaţii speciale de sablare (piese de motor, de turbină etc.) se foloseşte o granulaţie mai fină.

Abrazivii artificiali oferă şi avantajul unei presiuni necesare a jetului mai redusă (2–6 kgf/cm^2) decît în cazul celorlalte materiale abrazive. În acelaşi timp, o presiune mai redusă a jetului determină o rugozitate redusă a suprafeţei prelucrate ; acelaşi efect îl prezintă şi micşorarea mărimii granulelor (fig. 1).

În figura 1 apare corelaţia dintre gradul de finisare al suprafeţei şi mărimea granulelor, pentru corindon artificial şi carbură de siliciu. Diagrama a fost realizată în următoarele condiţii : material-tablă neagră ; rugozitate iniţială — 2,5—3,75 µm ; metoda de sablare — uscată ; presiunea — 4,9 kgf/cm² ; unghiul jetului — 90°.

Se precizează că unghiul de înclinare a axului jetului în raport cu suprafaţa de prelucrat are o mare importanţă.

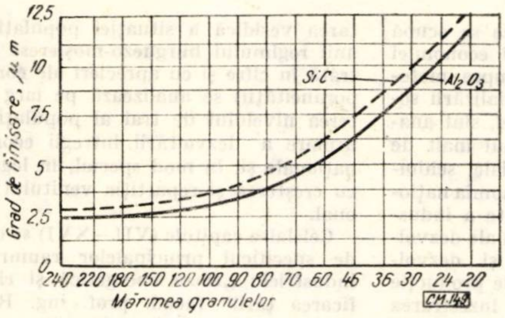


Fig. 1

Astfel, pentru un unghi de 90° se obţine o rugozitate minimă a suprafeţei, iar pentru 45° o rugozitate maximă (adîncime maximă de prelucrare).

Distanţa dintre ajutaj şi suprafaţa de prelucrat este mai redusă (150—300 mm) decît pentru celelalte materiale abrazive.

Pentru sablare umedă se foloseşte un material de granulaţie mai fină decît 150, în suspensie în apă.

Materiale plastice folosite ca lubrifianţi în cadrul trefilării şi ambutisării adînci. D. R. Mear şi H. H. Topper. In: Sheet Metal Industries, nr. 436, vol. 40.

Lubrifianţii plastici cei mai potriviţi pentru trefilare sau ambutisare sînt foile de clorură de polivinil şi peliculele formate din polimeri de metacrilat. Clorura de polivinil poate fi folosită pentru piese plate şi numai pentru o primă trecere ; polimerii de metacrilat pot fi folosiţi pentru mai multe treceri şi pentru piese de orice formă, protejînd în acelaşi timp suprafaţa piesei în timpul prelucrării. În general, polimerii de metacrilat se folosesc în soluţie de tricloretilen.

Hidrocarburile clorurate folosite pentru realizarea suspensiei îmbunătăţesc proprietăţile de ungere în timpul prelucrării, mărind aderenţa peliculei de lubrifiant ; totuşi, nu trebuie să se depăşească o anumită limită procentuală în soluţiile respective.

Soluţiile folosite în prezent permit obţinerea unor rezultate bune la tragerea ţevilor din oţel inoxidabil sau din aliaje cu nichel ; o serie de experienţe permit concluzia posibilităţii de utilizare şi în cazul ambutisării prin presare.

În ce priveşte mecanismul lubrificaţiei cu ajutorul filmelor de răşini, ipotezele concepute au fost verificate de experienţă. În momentul în care metalul acoperit de filmul lubrifiant este deformat, căldura de voltată înmoaie stratul imediat vecin. Considerînd durata mică a procesului de deformare şi conductibilitatea termică redusă a materialului, stratul exterior în contact cu matriţa nu este afectat ; astfel, stratul interior moale alunecă pe cel exterior, o dată cu metalul deformat.

S-a constatat experimental că cea mai bună metodă de aplicare a filmului de răşini pe suprafaţa metalului de prelucrat este metoda imersiunii la cald, obţinîndu-se acoperiri uniforme fără întreruperi sau bule.

Folosirea polimerilor de metacrilat în soluţii de tricloretilen ca lubrifiant, în cazul ambutisării, a dat rezultate corespunzătoare chiar pentru metale mai greu de prelucrat (titan, zirconiu, oţel inoxidabil etc.). În cazul ambutisării adînci a titanului şi a zirconiului pentru care, în cadrul prelucrării normale, suprafaţa metalului trebuia transformată în oxid sau sulfură, polimerii de metacrilat în tricloretilen reprezintă unicul lubrifiant ; este necesar însă ca viteza poansonului să fie redusă pentru a se menţine temperatura superficială necesară fluidificării stratului vecin de răşini.

În cazul oţelului inoxidabil dificultăţile sînt mai reduse ; folosirea însă a materialelor plastice este utilă.

Utilizarea materialelor plastice ca lubrifianţi pentru metale neferoase reduce mult costul fabricaţiei eliminînd aproape complet operaţiile de finisare superficială.

Recenzii

Industria Romîniei 1944—1964. Bucureşti, Editura Academiei R.P.R., 1964.

Volumul intitulat Industria Romîniei 1944—1964 constituie o valoroasă lucrare de sinteză şi de generalizare teoretică a politicii P.M.R. de industrializare socialistă a ţării noastre. Coordonarea lucrărilor colectivului format din oameni de ştiinţă şi cu responsabilităţi în aparatul economic a fost asigurată de acad. prof. Vasile Malinschi, prof. Roman Moldovan, membru corespondent al Acad. R.P.R. şi prof. Vasile Rausser. Autorii au reuşit să prezinte o lucrare unitară, închegată, pe baza unei analize multilaterale a procesului industrializării socialiste, scoţîndu-se în evidenţă importanţa hotărîtoare pe care o are industrializarea pentru ţările care moştenesc o economie înapoiată, în vederea asigurării bunăstării populaţiei.

Problemele generale ale industriei noastre sînt analizate în strînsă legătură cu specificul principalelor ramuri industriale. Ele sînt tratate în 16 capitole din care primele şase sînt capitole de sinteză.

În capitolul I, intitulat ,,Politica P.M.R. de construire a socialismului" (acad. prof. V. Malinschi) se realizează o analiză a condiţiilor social-istorice din Romînia în care a fost elaborată şi fundamentată politica de lichidare a stării de înapoiere economică şi de asigurare a progresului rapid în ţara noastră. S-a ţinut seamă de structura social-economică a Romîniei burghezo-moşiereşti, caracterizată printr-o îmbinare hibridă a celor mai dezvoltate forme ale proprietăţii capitaliste în industrie, cu resturi feudale şi semifeudale în agricultură.

În continuare sînt tratate momentele mai importante de elaborare şi înfăptuire consecventă a politicii de industrializare socialistă a ţării, de dezvoltare intensivă şi complexă a agriculturii, cît şi de înfăptuire a revoluţiei culturale.

În capitolul al II-lea intitulat ,,Industrializarea socialistă — temelia trainică a marilor transformări în procesul construirii socialismului" (prof. V. Rausser) este analizată pe larg şi multilateral problema industrializării socialiste. Autorul porneşte de la prezentarea tezelor principale ale învăţăturii leniniste de industrializare socialistă aplicată creator în ţara noastră, făcînd o analiză a situaţiei industriei romîneşti în perioada antebelică, combătînd şi demascînd în acelaşi timp teoriile neştiinţifice burgheze şi caracterul lor reacţionar cu privire la ,,imposibilitatea" dezvoltării industriale a economiei romîneşti. În continuare se face o prezentare a politicii P.M.R. de industrializare socialistă a ţării, subliniindu-se importanţa documentelor Conferinţei Naţionale a P.C.R. din octombrie 1945. După ce se ocupă succint de perioada refacerii economiei naţionale, autorul insistă asupra metodelor şi consecinţelor industrializării socialiste în ţara noastră. Astfel, sînt analizate probleme privind ritmul înalt de creştere a producţiei industriale, schimbarea locului industriei în economia naţională, dezvoltarea cu prioritate a industriei grele, principalele direcţii ale dezvoltării ramurilor industriale şi dezvoltarea armonioasă a forţelor de producţie pe teritoriul ţării noastre, înzestrarea tehnică a agriculturii, schimbarea structurii populaţiei, schimbările în structura comerţului exterior al Romîniei, procesul de egalizare a nivelurilor de dezvoltare a ţărilor socialiste.

În capitolul al III-lea, ,,Politica de investiţii în industrializarea socialistă" (prof. ing. E. Florescu), se subliniază faptul că industrializarea poate fi înfăptuită numai în condiţiile unei orientări judicioase a investiţiilor şi eficienţei lor economice în vederea asigurării unor proporţii juste, a progresului tehnic continuu şi a valorificării superioare a resurselor naturale.

În capitolul al IV-lea ,,Dezvoltarea economică a regiunilor relativ rămase în urmă în trecut" (prof. R. Moldovan, membru corespondent al Acad. R.P.R.) sînt tratate probleme importante cărora partidul le-a acordat o atenţie deosebită. Autorul reuşeşte să prezinte un tablou al trecutului economiei ţării, caracterizat printr-o dezvoltare neproporţională a regiunilor, avînd drept consecinţe şi o repartizare neuniformă a forţei de muncă pe ramuri şi regiuni. În procesul industrializării socialiste s-a ţinut seamă de criteriile de bază ale îmbunătăţirii repartizării teritoriale a forţelor de producţie. Se subliniază o trăsătură deosebit de importantă a politicii partidului şi anume îmbinarea dezvoltării armonioase a tuturor regiunilor ţării şi obţinerea eficienţei economice maxime la amplasarea noilor obiective industriale prin folosirea condiţiilor favorabile economice şi naturale ale fiecărei regiuni.

În capitolul al V-lea ,,Pregătirea cadrelor necesare industriei socialiste" (acad. prof. St. Bălan) se tratează legătura dintre progresul tehnic şi forţa de muncă. În condiţiile revoluţiei ştiinţifice — tehnice contemporane, un rol deosebit de important îi revine nivelului de pregătire a oamenilor muncii pentru folosirea corespunzătoare a tehnicii actuale.

În capitolul al VI-lea ,,Creşterea nivelului de trai material şi cultural al populaţiei" (prof. M. Mănescu, membru corespondent al Acad. R.P.R.) se face o analiză monografică a influenţei nemijlocite a industrializării socialiste asupra nivelului de trai. Pornind de la prezentarea veridică a situaţiei populaţiei în anii regimului burghezo-moşieresc (ilustrată în cifre şi cu aprecieri ale contemporaneităţii) se analizează pe larg creşterea nivelului de trai al populaţiei ca urmare a dezvoltării întregii economii naţionale şi, în mod special, în legătură cu creşterea şi repartiţia venitului naţional.

Celelalte capitole (VII—XVI) se ocupă de specificul principalelor ramuri ale industriei: ,,Baza energetică şi electrificarea ţării" (acad. prof. ing. Remus Răduleţ şi conf. ing. N. Gheorghiu); ,,Industria petrolului (ing. N. Ionescu); ,,Industria minieră" (prof. ing. Bujor Almăşan); ,,Industria siderurgică" (ing. Constantin Tuzu); ,,Industria construcţiilor de maşini şi a prelucrării metalelor (ing. Gh. Rădoi); ,,Industria chimică" (ing. M. Florescu); ,,Industria de exploatare şi prelucrare a lemnului" (ing. M. Suder); ,,Industria materialelor de construcţie" (ing. D. Mosora); ,,Industria uşoară" (Al. Sencovici); ,,Industria alimentară" (Ianoş Fazekaş).

Autorii au reuşit să prezinte aspecte ale ramurilor menţionate în timpul Romîniei burghezo-moşiereşti şi măsurile concrete luate în fiecare domeniu pentru dezvoltarea armonioasă a economiei naţionale, precum şi locul care a revenit acestor ramuri în procesul industrializării socialiste a ţării noastre. Astfel, este evidenţiată politica partidului şi guvernului în domeniul energeticii şi electrificării, de valorificare a resurselor energetice ale ţării, de dezvoltare a industriei electrotehnice şi de utilaj electroenergetic, de asigurare a progresului tehnic în energetică etc.

În domeniul petrolului, ramură deosebit de importantă în economia ţării, după ce se face o prezentare a situaţiei moştenite şi a politicii de jefuire a acestei bogăţii de către capitalul străin şi cel autohton, sînt analizate realizările obţinute în valorificarea superioară a ţiţeiului şi în crearea unei industrii de utilaj petrolier.

În industria minieră, ramură rămasă mult în urmă înainte de naţionalizare, au fost luate măsuri de lichidare a acestei stări în cadrul procesului industrializării socialiste, pentru a se asigura sporirea bazei de materii prime prin introducerea progresului tehnic, dezvoltarea capacităţilor de producţie, folosirea raţională şi valorificarea superioară a acestei bogăţii, cît şi pregătirea calificată şi cointeresarea materială a lucrătorilor mineri.

În atenţia politicii partidului nostru a stat dezvoltarea industriei siderurgice. Autorul reuşeşte să prezinte o monografie a ramurii siderurgice, prezentînd realizările atît în mod absolut, cît şi în raport cu situaţia existentă în Romînia burghezo-moşierească. Sînt analizate pe rînd industria cocsochimică, metalurgia feroasă, materialele refractare.

Un loc important se rezervă în lucrare industriei construcţiei de maşini şi de prelucrare a metalelor, deoarece este şi ramura hotărîtoare în industrializarea ţării. Pornind de la o prezentare a situaţiei acestei industrii în anii regimului trecut, autorul analizează politica P.M.R. de refacere şi dezvoltare în anii de după 23 August 1944 şi realizările remarcabile obţinute.

Este subliniat rolul construcţiei de maşini în economia naţională ; se pune un accent deosebit pe studierea schimbărilor calitative intervenite în această ramură prin făurirea unor subramuri noi, pe problemele introducerii progresului tehnic în proiectare şi tehnologie, pe specializarea şi cooperarea în producţie, organizarea proceselor de producţie şi a muncii, pe problemele creşterii productivităţii muncii şi a reducerii preţului de cost etc. Toate schimbările calitative sînt reflectate şi în exportul de maşini care a început să capete o pondere destul de mare ajungînd în 1963 la 16,5% din totalul produselor exportate.

În tratarea problemelor legate de industria chimică, autorul reuşeşte să prezinte un tablou al acestei ramuri pînă la naţionalizarea principalelor mijloace de producţie şi o privire de ansamblu a industriei chimice în perioada planurilor de perspectivă. Sînt prezentate, în continuare, principalele direcţii ale dezvoltării industriei chimice şi în special a petrochimiei. Realizările obţinute în această ramură deosebit de importantă pentru ţara noastră sînt tratate multilateral, în strînsă legătură cu construirea uriaşelor combinate chimice de la noi, eficienţa economică a dezvoltării industriei chimice, locul acordat cercetării ştiinţifice şi proiectării în acest domeniu.

Probleme asemănătoare sînt tratate şi în capitolele privind industria de exploatare şi prelucrare a lemnului, industria materialelor de construcţie, industria uşoară şi cea alimentară.

Lucrarea, în ansamblul ei, are o importanţă deosebită şi este interesantă atît prin reuşita generalizare teoretică pe baza aprofundării politicii economice a partidului de construire şi desăvîrşire a construcţiei socialismului, cît şi prin materialul vast, cuprinzînd date deosebit de interesante. Ea constituie o sintetizare a experienţei unui popor liber care, moştenind o economie slab dezvoltată, dar îndrumat de o politică înţeleaptă, a reuşit să soluţioneze cu succes sarcinile complexe ale dezvoltării industriale a economiei ţării.

A. Caţi

M. Renert şi G. Tănase. **Calculul şi construcţia utilajului chimic**, vol. I., ediţia a II-a. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1964, 519 pag., 276 fig.

Lucrarea se ocupă de problemele teoretice şi de cele practic-constructive privind recipientele sub presiune. Aceste utilaje sînt reprezentate în numeroase exemplare variate în liniile tehnologice ale industriei chimice, iar fabricaţia lor are pondere mare în producţia fabricilor constructoare de utilaj chimic.

Cele cinci părţi ale lucrării se referă la cunoştinţe fundamentale de teoria învelişurilor de revoluţie, calculul şi construcţia recipientelor cu perete subţire, calculul şi construcţia recipientelor cu perete gros, probleme de teoria recipientelor lucrînd la cald, calculul şi construcţia aparatelor tubulare.

În prezentarea elementelor teoriei învelişurilor de revoluţie se merge pînă la aplicaţiile teoriei, în care se ţine seamă de momente la rezolvarea problemelor de rezistenţă a fundurilor şi capacelor bombate, a rezervoarelor sferice etc. De această bază teoretică se leagă calculul de rezistenţă a recipientelor cu perete subţire, tratat în partea a 2-a. Aici se prezintă şi indicaţii asupra calculului de rezistenţă a corpurilor executate din materiale plastice, inclusiv sticloplastice. Se abordează şi calculul solicitărilor din corp în zona reazemelor.

Alegerea materialelor de construcţie (fonte, oţeluri carbon şi aliate), anticorosive (oţeluri placate, materiale neferoase, materiale de protecţie împotriva coroziunii) este tratată sub aspect tehnic şi economic, indicîndu-se şi metode de determinare a unor indicatori.

Se acordă atenţie construcţiei şi calculului etanşărilor : îmbinări cu flanşe, etanşări pentru arbori, sub forma cutiilor de etanşare cu umplutură moale şi a celor cu inele alunecătoare (frontale). În cadrul exemplelor constructive se prezintă şi construcţii proiectate şi executate în ţară, ceea ce contribuie la generalizarea experienţei pozitive în acest domeniu.

Partea a 3-a, în care se studiază corpurile cu perete gros, constituie şi o introducere în tehnica presiunilor înalte. Domeniul acesta, în care se încadrează şi fabricaţia îngrăşămintelor chimice cu azot, a fost pus în atenţia industriei constructoare de maşini prin sarcinile stabilite de Congresul al III-lea al Partidului Muncitoresc Romîn. Sînt examinate materialele de construcţie şi variante constructive de corpuri de înaltă presiune, în legătură cu diferitele metode de execuţie a acestora. Se prezintă atît metodele de calcul uzuale, bazate pe rezistenţa admisibilă, cît şi studiul comportării corpului cu perete gros solicitat în domeniul plastico-elastic şi plastic, cum şi fretajul. Se indică forme constructive de etanşări şi de acţionări de dispozitive de amestecare (motoare ecranate), specifice domeniului presiunilor înalte.

În partea a 4-a se urmăreşte prin calcul efectul temperaturilor ridicate de regim, fie sub aspectul eforturilor unitare din temperatură, fie sub cel al fluajului.

Partea a 5-a este afectată construcţiei şi calculului aparatelor tubulare : schimbătoare de căldură şi evaporatoare.

Lucrarea se bazează pe o bibliografie bogată, multilaterală şi recentă, îmbrăţişînd un cerc larg de probleme : rezistenţa materialelor, teoria elasticităţii şi plasticităţii, cunoaşterea materialelor metalice şi nemetalice, tehnologia de execuţie, economia etc. Ea cuprinde rezultate obţinute de autori în probleme de calculul îmbinărilor cu flanşe, de efect al abaterilor de la circularitate ale cilindrului asupra presiunii exterioare critice, solicitări în îmbinarea dintre mantaua cilindrică şi placa tubulară. Exemple numerice, multe prezentate sub formă de tabele, indică modul în care se utilizează practic rezultatele dezvoltării lor teoretice.

Destinat studenţilor din Secţia maşini şi aparate pentru industria chimică a Facultăţii de mecanică, vol. I : „Calculul şi construcţia utilajului chimic'' le pune la dispoziţie materialul la zi, atît pentru studiul individual de specialitate, cît şi pentru elaborarea proiectelor de an şi de diplomă. Lucrarea interesează în egală măsură pe constructorii de utilaj chimic, cum şi pe cei care îl montează sau îl exploatează.

N. Pănoiu, I. Carabogdan, G. Singer. **Arderea intensificată a combustibililor solizi.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

Intensificarea arderii combustibililor este în prezent una dintre cele mai promiţătoare căi pentru creşterea încărcării termice a spaţiilor de ardere şi, prin aceasta, de limitare a mărimii lor.

Lucrarea închinată intensificării arderii combustibililor solizi, apărută în colecţia de tehnică nouă a Editurii tehnice, prezintă în mod organizat probleme principale ale procedeelor şi instalaţiilor respective.

După trecerea în revistă a unor considerente generale asupra procedeelor de ardere intensificată a combustibililor solizi, se trece la studiul problemelor teoretice fundamentale ale arderii acestora în strat fluidizat : aerodinamica stratului, schimbul de căldură şi de masă, cinetica arderii.

Autorii dedică procedeului de ardere intensificată prin focare ciclon cea mai mare parte a lucrării lor, corespunzător atît dezvoltării mari a acestora, cît şi preocupărilor susţinute ale autorilor. După stabilirea tipurilor principale de focare ciclon, se elaborează studiul aerodinamic al acestora la rece, fără şi cu suspensii solide, precum şi la cald. Se studiază, de asemenea, structura procesului de ardere. Se prezintă diferite tipuri de focare ciclon, schemele de pregătire a prafului pentru acestea, cum şi posibilităţile de transformare a cazanelor clasice în cazane cu focare ciclon.

Ultimul procedeu de intensificare prezentat se referă la focarele turbionare, arătîndu-se construcţia lor şi rezultatele obţinute în exploatarea acestora.

Lucrarea se continuă cu prezentarea problemelor automatizării instalaţiilor cu ardere intensificată, cu caracteristicile cărbunilor romîneşti şi posibilităţile lor de ardere în focarele cu ardere intensificată, şi se încheie cu consideraţii asupra avantajelor tehnico-economice ale arderii combustibililor solizi în focarele cu ardere intensificată.

Bibliografia conţine 157 titluri, dintre care 15 aparţin autorilor.

Society of Automative Engineers — Transactions 1962, Vol. 70 din 1962 al comunicărilor societăţii inginerilor de autotracţiune din S. U. A., cuprinde 57 lucrări.

Din domeniul motoarelor cu ardere internă cu piston se remarcă un număr de lucrări care se adresează problemelor arderii, măsurărilor uzurii, combustibililor, calculului proceselor termice etc.

În lucrarea ,,Caracteristicile indicate ale motoarelor cu aprindere prin scînteie'' R. V. Kerley şi K. W. Thurston se ocupă de unele probleme ale îmbunătăţirii randamentului, ca de exemplu forma camerei de ardere, pierderile prin frecare etc.

G. L. A. Coates şi E. V. Trell în lucrarea ,,În căutarea unui filtru perfect de aer'' prezintă un bogat material experimental asupra epurării aerului aspirat printr-un filtru de construcţie specială.

În ,,Comportarea combustibililor la aprinderea prin suprafaţă'', V. J. Tomsic cercetează metodele de apreciere a rezistenţei la aprindere prin suprafaţă şi comportarea în acest sens a hidrocarburilor primare, cum şi a unor combustibili comerciali.

K. C. Tsao, P. S. Myers şi O. A. Uyehara studiază ,,Temperaturile gazelor în procesul de comprimare din motoarele Diesel'', ajungînd la o interesantă expresie a întîrzierii la autoaprindere, în timp ce W. E. Meyer şi J. J. De Carolis se ocupă de ,,Temperaturile de comprimare din motoarele Diesel în condiţiile pornirii''.

Profesorul C. Fayette Taylor prezintă un studiu valoros despre ,,Efectele mărimii cilindrului asupra detonaţiei şi cifrei octanice necesare''.

Problemele legate de ,,Dozaje sărace pentru motoarele cu aprindere prin scînteie, înalt comprimate'' sînt tratate de J. A. Bolt şi D. H. Holkeboer.

Dezvoltarea motoarelor Maybach este descrisă în lucrarea ,,Motoare Diesel rapide de mare putere — 35 ani de dezvoltare în aplicaţii feroviare şi navale'', de M. von Kienlin şi G. W. Maybach.

J. S. Clarke prezintă ,,Unii parametri de control al arderii în motorul de automobil'', ocupîndu-se de problemele formării amestecului, aprinderii, autoaprinderii şi arderii.

J. J. Gumbleton prezintă lucrarea ,,Măsurările uzurii segmenţilor şi cilindrilor ilustrează posibilităţile şi limitările metodei radioactive''.

T. Asanuma şi S. Yanagihara se ocupă de ,,Supape de prelevare rapidă a gazelor pentru măsurarea eficienţei baleiajului la motoarele rapide în 2 timpi''.

A. E. W. Austen şi W. T. Lyn susţin o lucrare de proporţii mari : ,,Unii paşi spre calculul comportării motoarelor Diesel'' cuprinzînd calculul procesului de injecţie şi al degajării de căldură.

D. R. Olson, N. T. Meckel şi R. D. Quillian Jr. tratează despre ,,Funcţionarea motoarelor cu aprindere prin comprimare alimentate cu combustibili cu intervale mari de fierbere''.

J. Watanake, T. Nakada şi T. Ands se ocupă de ,,Efectul sistemului de evacuare asupra caracteristicilor unui motor Diesel în 2 timpi''.

,,Controlul arderii în motoarele cu doi combustibili'' face obiectul lucrării semnate de A.E.Felt şi W. A. Steele Jr.

M. H. Edson prezintă lucrarea ,,Influenţa raportului de comprimare şi a disociaţiei asupra randamentului termic ideal al motorului cu aprindere prin scînteie''.

F. Nagao şi H. Kakimoto susţin, cu un bogat material experimental bazat pe înregistrări cinematografice rapide, lucrarea ,,Vîrtejul şi arderea în camerele de ardere divizate ale motoarelor Diesel''.

J. S. Meurev prezintă ,,Practica motorului policarburat'', bazată pe experienţa cu motorul Diesel care funcţionează după procedeul de ardere al autorului.

D. B. Wimmer şi L. A. Mekeynolds se ocupă de ,,Oxizii de azot în ardere din motoare''.

,,Consideraţii despre termodinamica la temperaturi înalte în motoarele cu ardere intensă'' sînt stabilite de C.W. Vickland, F. M. Strange, R. A. Bell şi E. S. Starkman.

Turbina de gaze face obiectul cîtorva lucrări, printre care remarcăm : ,,Dezvoltarea motorului cu turbină cu gaze Ford 704'', de I. M. Swatman ; ,,Sisteme de control al alimentării cu combustibil pentru turbine mici cu gaze, în Anglia'', de J. S. Clarke, C. K. J. Price şi C. H. Bottoms ; ,,Încercările de exploatare ale turbinei cu gaze GMT-305 în aplicaţii militare'', de R.W.Guernsey ; ,,Dinamica arborelui turbinei cu gaze'', de Glenn Hamburg şi J. Parkinson.

Problemelor generatoarelor neconvenţionale de energie le sînt dedicate cîteva lucrări ca de exemplu : ,,Bazele magnetohidrodinamicii inginereşti'', de A. B. Cambel, ; ,,Unele aplicaţii ale magnetohidrodinamicii în tehnica automobilului'', de M. C. Gourdine.

O serie de lucrări se adresează sistemelor de transmisie, de suspensie şi de frînare ale autovehiculelor, ca de exemplu ,,Linii de transmisie pentru tracţiunea grea'', de J. A. Kayser ; ,,Dezvoltarea frînelor cu disc şi a dispozitivelor antiblocaj'', de J. W. Kinchin ; ,,Sisteme de transmisie la locomotive'', de H.E. Martin ; ,,Influenţa dimensiunilor drumului şi vehiculului asupra amplitudinii mişcării caroseriei şi încărcărilor roţilor'', de M. Mitschke ; ,,Investigaţie preliminară asupra comportării vehiculelor şi şoselelor'', de D.C.Clark ; ,,Problemele reglării frînelor vehiculelor comerciale'', de D. Paul Fisher ; ,,Corelarea caracteristicilor materialului de fricţiune cu dimensiunile frînelor'', de J. George Oetzel.

Kazimierz Niewiarowski. **Motoare cu ardere internă cu piston.** Varşovia, Editura Wydaw. Kom. i. Lacz., 1963.

Lucrarea profesorului Niewiarowski, de la Institutul politehnic din Poznan, Republica Populară Polonă, este un tratat complet despre teoria, dinamica, construcţia şi calculul motoarelor cu ardere internă cu piston, lucrare ce se dezvoltă în 26 capitole, în 928 pagini, cu un mare număr de figuri şi tabele.

După un prim capitol dedicat clasificării, componenţei şi terminologiei generale a motoarelor, în capitolul 2 se dau cunoştinţele necesare asupra combustibililor folosiţi în motoare.

În capitolul 3 se prezintă analiza termodinamică a ciclurilor teoretice ale motoarelor, iar în capitolul 4 se studiază diagrama reală. Capitolul 5 este dedicat mărimilor caracteristice şi unui exemplu de calcul termic. Capitolul 6 tratează problema curbelor caracteristice ale motoarelor.

Capitolele 7 şi 8 tratează despre arderea în motorul cu aprindere prin scînteie, respectiv prin comprimare.

Capitolul 9 se ocupă de problemele distribuţiei motorului în doi timpi, iar capitolul 10 este consacrat supraalimentării.

Capitolul 11 conţine bazele cinematicii şi dinamicii mecanismului bielă-manivelă.

În capitolul 12 se dau indicaţii generale asupra principiilor de proiectare a motoarelor. Capitolul 13 tratează despre construcţia şi calculul pistonului, acului său de oscilaţie, segmenţilor, bielei, arborelui cotit, cuzineţilor, volantului şi capului de cruce. În capitolul 14 se studiază oscilaţiile arborelui cotit.

Capitolul 15 este închinat problemelor distribuţiei prin supape şi valve rotative. Capitolul 16 se ocupă de cămăşile cilindrului, bloc-cartere, chiulase şi paliere.

Capitolul 17 tratează problemele răcirii cu apă şi aer, iar capitolul 18 despre acelea ale ungerii.

În capitolul 19 se studiază echipamentele de injecţie, iar în capitolul 20, sistemele de alimentare prin carburaţie. Capitolul 21 se ocupă de gazogeneratoare.

Sistemele de filtrare a aerului şi de evacuare fac obiectul capitolului 22. Capitolul 23 descrie instalaţiile de aprindere, iar capitolul 24 pe cele de supraalimentare. Capitolul 25 se ocupă de sistemele de pornire, iar capitolul 26 prezintă diferite construcţii de motoare, în special de mare putere.

Lucrarea se încheie cu o bibliografie conţinînd 151 de titluri.

Adresată, în primul rînd, studenţilor de specialitate, lucrarea poate fi folosită şi de inginerii şi tehnicienii din domeniul proiectării motoarelor cu ardere internă.

S. D. Ponomariov, V. L. Biderman. K. K. Liharev, V. M. Makuşin, N. N, Malinin şi V. I. Feodosiev. **Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini,** vol. III. Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 1220 pag., 734 fig., 133 tabele.

Lucrarea reprezintă cel de-al treilea volum al monografiei referitoare la calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, apărută în limba rusă în anul 1959, monografie care a fost distinsă în anul 1960 cu premiul Lenin. Monografia reprezintă o lucrare extrem de valoroasă în domeniul construcţiei de maşini şi este un merit deosebit al Editurii tehnice de a fi realizat între 1960 — 1964 traducerea tuturor acestor volume în limba romînă, în condiţii tehnice excepţionale.

Volumul I care se referă la principiile teoretice ale calculelor de rezistenţă şi metodele experimentale de cercetare a tensiunilor şi deformaţiilor, precum şi la calculele de rezistenţă şi de rigiditate ale elementelor cu bare ale construcţiilor în cazul sarcinilor statice, a fost recenzat în revista Metalurgia şi Construcţia de Maşini nr. 10, 1960, p. 948.

De asemenea a fost prezentată cititorilor o recenzie a volumului al II-lea care tratează calculul la solicitări dinamice şi calculul de stabilitate al elementelor din construcţia de maşini (Construcţia de Maşini nr. 11—12, 1963, p. 821—822).

Volumul al III-lea, ultimul din cadrul monografiei, completează volumele anterioare cu probleme privitoare la calculul de rezistenţă al organelor de maşini, aflate în mişcarea de rotaţie, calculul la vibraţii şi solicitări prin şoc, calculul de rezistenţă la solicitări variabile în timp, calculul de stabilitate a diferitelor elemente de construcţii (bare, plăci, suprafeţe şi învelişuri cu pereţi subţiri). Cele 18 capitole ale volumului al III-lea sînt împărţite în patru părţi.

Partea I, Calculul de rezistenţă al organelor de maşini aflate în mişcare, conţine trei capitole dintre care primul se ocupă cu metodele generale privind un asemenea calcul. Sînt expuse metodele generale de calcul de rezistenţă şi rigiditate ale organelor de maşini în mişcare cum sînt : roţile de curea, discurile de grosime constantă, tamburele, centrifuge, arcuri pentru cuplare şi regulatoare centrifugale. De asemenea, este expus calculul de rezistenţă al organelor de maşini la pornire sau la frînare, deci în regim tranzistoriu.

Capitolele II şi III expun calculele paletelor şi discurilor turbomaşinilor. Sînt prezentate calculele de rezistenţă şi de deformaţie pentru paletele şi discurile de turbine, avînd diferite grosimi şi profiluri. Ca urmare încălzirii neuniforme a unor asemenea piese este prezentat şi calculul la fluaj, făcîndu-se o prezentare critică a metodelor preconizate în prezent.

Partea a II-a lucrării, calcule la vibraţii şi solicitări prin şoc, care cuprinde capitolele IV—IX, se ocupă cu una din cele mai importante şi mai actuale dintre problemele construcţiilor de maşini şi anume problema apariţiei şi a calculului la vibraţii. Se pun astfel la dispoziţia inginerilor mecanici cunoştinţele necesare cunoaşterii posibilităţii de apariţie a vibraţiilor, evitării fenomenului de rezonanţă etc.

În capitolele IV-VII sînt tratate vibraţiile sistemelor elastice cu caracteristici liniare. După o prezentare a vibraţiilor sistemelor elastice cu unul şi cu mai multe grade de libertate, atît în cazul oscilaţiilor libere, cît şi în cazul oscilaţiilor forţate, sînt tratate oscilaţiile barelor cu masă continuă (cap. VI); sînt prezentate oscilaţiile longitudinale ale barelor drepte, oscilaţiile de răsucire ale arborilor şi de încovoiere ale grinzilor, precum şi oscilaţiile produse de către sarcini mobile.

Cum în construcţiile de maşini se întîlnesc destul de rar cazuri, la care calculul vibraţiilor organelor de maşini să poată fi efectuat cu exactitate, cel mai adesea se folosesc metode aproximative, însă satisfăcătoare pentru proiectare.

Asemenea metode clasice, folosite pentru determinarea pulsaţiei oscilaţiilor proprii metoda Rayleigh, Ritz, funcţii spectrale Bernstein, aproximaţii succesive etc., sînt expuse în capitolul VII.

Capitolul VIII se referă la oscilaţiile sistemelor cu caracteristici neliniare şi a celor cu caracteristici variabile în timp, cu studiul mai detaliat al oscilaţiilor sistemelor de transmitere cu bielă de cuplare, precum şi a oscilaţiilor cvasiarmonice ale mecanismului bielă-manivelă.

Capitolul IX examinează vibraţiile organelor de bază ale maşinilor : arbori cotiţi, membrane, arcuri, palete de turbomaşini, discuri, plăci etc.

Capitolul X, ultimul al părţii a doua, tratează o problemă din mecanica solidului deformabil, mai puţin cunoscută şi studiată, şi anume, problema rezistenţei la solicitări prin şoc.

Sînt studiate, atît sistemul elastic cu un grad de libertate, cît şi acela cu mai multe grade de libertate.

De asemenea, este studiată solicitarea la şoc a unui sistem elastic avînd masa distribuită, atît în cazul şocului longitudinal, cît şi în cazul şocului de încovoiere. Se prezintă şi metodele de calcul ce apar în cazul ciocnirii unui sistem elastic cu luarea în considerare a deformaţiilor locale elastice şi plastice. Capitolul se termină cu prezentarea unor metode simplificate de calcul la şoc.

Datorită faptului că majoritatea pieselor maşinilor sînt solicitate la eforturi unitare variabile în timp, ruperea pieselor este posibilă la eforturi unitare mult mai mici, decît în cazul în care acestea rămîn constante.

Partea a III-a a lucrării se ocupă tocmai cu acest calcul de rezistenţă la solicitări variabile în timp, cu calculul la oboseală. În studiul acestui fenomen, care constituie în prezent o problemă de bază în domeniul rezistenţei în construcţia de maşini, se porneşte de la bazele fizice ale rezistenţei la oboseală şi de la unele consideraţii generale privind tipul stării limită de eforturi unitare.

O serie de paragrafe se ocupă cu rezistenţa materialelor la solicitări variabile, cazul eforturilor unitare monoaxiale, în cazul forfecării pure şi al stărilor de eforturi unitare plane şi spaţiale. Nu este neglijată nici influenţa frecvenţei de variaţie a eforturilor unitare, a temperaturii şi a dimensiunilor piesei asupra rezistenţei la oboseală.

Cum la proiectarea subansamblurilor şi organelor de maşini, ce lucrează la solicitări variabile, calculul de rezistenţă se efectuează prin metoda aproximaţiilor succesive, trebuie să se aprecieze coeficienţii de siguranţă şi să se aleagă rezistenţele admisibile cu luarea în considerare a indicilor tehnico-economici.

După prezentarea modului cum trebuie aleşi coeficienţii de siguranţă în cazul solicitărilor variabile, sînt arătate o serie de măsuri tehnologice şi constructive ale organelor de maşini, care micşorează pericolul de rupere la oboseală.

Tendinţa actuală de reducere a greutăţii maşinilor pune o problemă care se referă la stabilitatea respectivă. Stabilitatea organelor de maşini este prezentată în şapte capitole, care formează partea a IV-a a lucrării.

Capitolul al XII-lea stabileşte valorile critice ale sarcinilor în cazul formelor plane de echilibru al barelor comprimate.

După precizarea unor elemente de teorie a stabilităţii barelor comprimate şi stabilirea relaţiilor dintre sarcină şi deplasări pentru forma curbilinie de echilibru, lucrarea se ocupă de stabilitatea barelor de secţiune constantă cu o singură deschidere şi cu reazeme intermediare, precum şi de stabilitatea barelor de secţiune variabilă cu o singură deschidere.

Capitolul al XIII-lea se ocupă de calculul valorilor critice ale sarcinilor pentru formele spaţiale şi plane de echilibru al elementelor construcţiilor, tratîndu-se stabilitatea barelor rectilinii elicoidale comprimate, stabilitatea barelor solicitate la răsucire şi a barelor solicitate la compresiune şi răsucire, cum este studiul stabilităţii burghielor spaţiale.

Este prezentat şi un studiu al stabilităţii inelelor circulare solicitate prin forţe radiale uniform distribuite, cu aplicaţii la studiul inelelor de secţiune circulară şi dreptunghiulară şi flambajul lateral de încovoiere sub efectul forţelor transversale.

Capitolul al XIV-lea studiază stabilitatea barelor cu pereţi subţiri avînd profil deschis (exemplu profilele U,I,) atît pentru bare comprimate centric (profile cu o singură axă de simetrie şi profile asimetrice), cît şi a profilelor comprimate excentric.

Calculul la stabilitate pentru plăcile dreptunghiulare subţiri, cum sînt profilele laminate sau ştanţate şi foile de tablă subţiri care sînt folosite pe scară tot mai mare în construcţiile de maşini moderne, este indicat în capitolul al XV-lea, iar studiul stabilităţii plăcilor circulare subţiri şi inelare este prezentat în capitolul al XVI-lea.

Ultimul capitol al cărţii a IV-a, capitolul al XVII-lea, prezintă calculul la stabilitate al învelişului cu pereţi subţiri şi se referă în special la învelişurile cilindrice rigidizate cu nervuri şi la rezervoarele sferice. La învelişurile cilindrice studiul se referă fie la solicitări axiale şi la presiuni exterioare uniform distribuite, fie la solicitări de răsucire.

Volumul se termină cu o serie de anexe care prezintă date referitoare la coeficienţii teoretici de concentrare a eforturilor unitare care apar datorită particularităţilor de formă în cazul diferitelor solicitări simple : la întindere, la încovoiere şi la răsucire.

Acest volum, ca şi întreaga monografie, ţine seamă de cele mai noi teorii şi studii în domeniul construcţiei de maşini, folosindu-se atît experienţele şi cercetările efectuate de autori în ultimii ani, cît şi o extrem de bogată bibliografie, din tot ce este mai valoros în literatura tehnică mondială, bibliografie indicată la fiecare capitol şi care pentru acest volum depăşeşte 850 de titluri.

Traducerea, efectuată sub îngrijirea prof. Gh. Buzdugan, este adaptată în cele mai bune condiţii nomenclaturii şi notaţiilor folosite în limba romînă.

Apariţia în limba romînă a acestei valoroase lucrări pune la îndemîna specialiştilor din domeniul construcţiei de maşini: inginerilor mecanici care lucrează în proiectare şi producţie, cercetătorilor ştiinţifici, aspiranţilor, cadrelor didactice şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior un material de un real folos pentru cunoaşterea şi însuşirea metodelor moderne de calcul în construcţia de maşini corespunzătoare cerinţelor actuale. Importanţa lucrării pentru proiectanţi rezultă şi din numeroasele aplicaţii numerice legate de practica construcţiei diverselor organe de maşini, din cele mai variate domenii ale tehnicii.

A. I. Iakuşev. **Interschimbabilitatea în construcţia de maşini** (Vzaimozameniaemost v maşinostroenie). Moscova, Maşinostroenie, 1964, 288 pag., 87 fig.

Alcătuită din patru capitole, lucrarea examinează studiul actual şi perspectivele de dezvoltare ale interschimbabilităţii funcţionale în construcţia de maşini.

Capitolul I prezintă interschimbabilitatea ca principiu de proiectare şi de fabricaţie a maşinilor şi dispozitivelor. Pentru început, se dau noţiunile fundamentale şi apoi se analizează diferitele aspecte şi domenii de aplicare a interschimbabilităţii. În continuare se trece la dependenţa interschimbabilităţii faţă de parametrii geometrici ai pieselor: precizia dimensională, abaterile de formă, abaterile de poziţie, rugozitatea etc. Cu acest prilej se citează valorile maxime ale abaterilor, în conformitate cu GOST-urile de specialitate, se descrie metodica măsurării rugozităţii, se expun problemele generale ale îmbinărilor şi ajustajelor. După studiul interschimbabilităţii în raport cu alţi parametri negeometrici (de exemplu, mecanici şi electrici), capitolul se încheie cu perspectivele de dezvoltare a interschimbabilităţii funcţionale.

Capitolul II se ocupă de interschimbabilitatea îmbinărilor netede, pentru care se precizează, în primul rînd, tipurile şi principalele cerinţe de exploatare.

Prezentarea sistemelor fundamentale de ajustaje este urmată de examinarea amănunţită a caracteristicilor şi domeniilor de aplicare corespunzătoare, o atenţie deosebită fiind acordată combinării ajustajelor.

Un paragraf special este consacrat alegerii ajustajului şi clasei de precizie. De asemenea, se analizează sistemul internaţional de toleranţe şi ajustaje ISO, în comparaţie cu sistemul sovietic OST. Alte secţiuni ale capitolului se referă la toleranţele şi ajustajele lagărelor de rostogolire şi la interschimbabilitatea în funcţie de dimensiunile unghiulare.

Luînd în considerare interschimbabilitatea îmbinărilor filetate, capitolul III elaborează clasificarea filetelor în strînsă legătură cu cerinţele impuse de exploatare. Se studiază apoi parametrii filetelor cilindrice, pentru ca în continuare să se trateze pe larg problemele specifice aplicării interschimbabilităţii în cazul îmbinărilor respective, îndeosebi a celor cu filet metric. În acest sens se dau relaţii de calcul pentru diferitele mărimi caracteristice, cum sînt abaterea semiunghiului profilului, diametrul mediu de îmbinare etc. Semnalăm în cuprinsul aceluiaşi capitol influenţa abaterilor diametrelor, pasului şi semiunghiului profilului asupra rezistenţei îmbinării. Un ultim paragraf abordează problema interschimbabilităţii pieselor cu filete speciale: trapezoidal, pătrat, ferăstrău, rotund, filet pentru ţevi, filet cu mai multe începuturi.

Capitolul IV este dedicat interschimbabilităţii transmisiilor cu roţi dinţate, aceasta privită ca şi îmbinările anterior tratate, prin prisma cerinţelor funcţionale. În cadrul analizei erorilor roţilor dinţate cilindrice şi transmisiilor se introduce noţiunea de eroare cinematică, care caracterizează abaterea maximă a unghiului de rotaţie şi se studiază condiţiile de uniformitate a funcţionării angrenajelor. Alte obiective ale capitolului sînt constituite de gradul de precizie a roţilor dinţate, cu evidenţierea criteriilor de alegere şi calitatea execuţiei semifabricatelor. Un loc aparte este rezervat interschimbabilităţii angrenajelor cu roţi dinţate conice.

Lucrarea este utilă inginerilor proiectanţi şi tehnologi, oferind o serie de cunoştinţe teoretice şi practice care fac posibilă rezolvarea multor probleme de interschimbabilitate cu circulaţie largă în construcţia de maşini.

M. D. Artamonov şi G. P. Pankratov. **Teoria, construcţia şi calculul motoarelor de automobile şi tractoare.** (Teoria, konstrukţia i rasciot avtotraktornih dvigatelei). Moscova, Maşghiz, 1963, 520 pag., 230 fig.

Lucrarea cuprinde problemele fundamentale ale teoriei motoarelor cu ardere internă pentru automobile şi tractoare (partea întîi) şi ale construcţiei şi calculului principalelor organe şi sisteme ale acestora, completate cu indicaţii asupra încercării motoarelor (partea a doua).

După o scurtă introducere, dedicată istoricului şi clasificării motoarelor, capitolul I examinează ciclurile teoretice ale acestora. Un paragraf special se referă la motoarele supraalimentate.

Capitolul II se ocupă, în primul rînd, de combustibilii utilizaţi la motoare şi apoi de reacţiile de ardere. În continuare, se precizează unele elemente ale cineticii chimice şi ale teoriei arderii normale şi cu detonaţie.

Capitolul III studiază ciclurile reale ale motoarelor cu ardere internă. Prezentarea proceselor fundamentale şi a metodei de construire a diagramei indicate este urmată de analiza indicilor tehnico-economici. Alte obiective ale capitolului sînt: bilanţul energetic al motorului, particularităţile ciclurilor motoarelor în doi timpi şi procedeele de creştere a puterii şi economicităţii. În încheiere, se dau două exemple de calcul termic, pentru un motor cu aprindere prin scînteie şi un motor cu aprindere prin comprimare.

După examinarea instalaţiilor de turbine cu gaz pentru motoare (capitolul IV), capitolele V şi VI tratează procesele de alimentare cu combustibil a motoarelor cu aprindere prin scînteie şi prin comprimare. Pentru primul tip de motor, în afară de metodele obişnuite de carburaţie, se prezintă, pe scurt, procedeele de formare a amestecului cu ajutorul camerei de preardere şi prin injecţie de benzină; studiul alimentării celui de-al doilea tip cuprinde determinarea parametrilor de bază ai echipamentului de injecţie.

Capitolul VII, cu care se încheie prima parte a lucrării, este destinat regimurilor de funcţionare şi caracteristicilor (de turaţie, de sarcină, de reglaj, de detonaţie).

La începutul părţii a doua (capitolul VIII), se precizează cerinţele principale impuse organelor motorului, particularităţile constructive şi principiile calculului de rezistenţă, pentru ca, în continuare (capitolul IX), să se treacă la cinematica şi dinamica mecanismului motor. Reţin atenţia aici paragrafele referitoare la forţele care solicită mecanismul, la echilibrajul motorului, la uniformitatea funcţionării şi la vibraţiile de răsucire ale arborelui cotit.

Capitolul X se ocupă de organele fixe ale motorului. Pentru fiecare dintre acestea sînt descrise soluţiile constructive, se dau indicaţii asupra materialelor utilizate şi principalele relaţii de calcul. Un loc aparte este rezervat organelor fixe ale motoarelor răcite cu aer.

În capitolele XI—XIII sînt luate în considerare piesele mecanismului motor. Analiza celor mai frecvente tipuri constructive este însoţită de calcule corespunzătoare, cu inserarea unor date practice pentru proiectare. În afară de acestea, capitolul conţine exemple de calcul care ilustrează expunerea teoretică.

În acelaşi fel este tratat mecanismul de distribuţie (capitolul XIV), după care în capitolele XV-XVII se efectuează o privire generală asupra sistemelor de răcire, ungere şi pornire.

În finalul lucrării (capitolul XVIII) se abordează problema încercării motoarelor. Clasificarea metodelor de încercare este urmată de prezentarea aparaturii experimentale necesare, cu specificarea operaţiilor de etalonare şi a preciziei de măsurare, ultimul paragraf fiind consacrat descrierii modului de lucru.

Anexele lucrării cuprind parametrii pentru calculul dinamic şi caracteristicile principalelor motoare sovietice pentru automobile şi tractoare.

Lucrarea constituie un îndrumar general în domeniul motoarelor cu ardere internă, util cadrelor tehnico-inginereşti şi studenţilor de specialitate.

E. I. Gagarin. **Dezvoltarea construcţiei motoarelor de automobil.** Moscova, Editura Academiei de Ştiinţe, 1963, 187 pag., 50 fig.

Lucrarea prezintă un scurt istoric al dezvoltării construcţiei de motoare pentru automobil, începînd de la maşina cu abur şi terminînd cu motorul cu pistoane rotative, turbina de gaze şi motorul cu reacţie.

Performanţele tehnico-economice ale acestor motoare sînt redate comparativ prin diagrame judicios alese, în care curbele caracteristice sînt suprapuse pentru o mai evidentă comparaţie.

Consideraţiile respective sînt completate prin tabele în care sînt redate caracteristicile fundamentale constructive şi funcţionale ale motoarelor termice, începînd cu anul 1885 şi terminînd cu anul 1961.

Se analizează aspectele evoluţiei motoarelor, ale cursei după putere şi turaţie ridicată, sistarea acestei curse ca urmare a efectelor economice negative, precum şi noua orientare a constructorilor europeni şi americani.

În afară de putere şi turaţie, mai sînt analizaţi şi alţi parametri : numărul şi dispoziţia cilindrilor, cilindreea şi raportul de compresiune (sporirea puterii litrice), greutatea specifică etc. ; se evidenţiază o serie de consideraţii în legătură cu îmbunătăţirea economicităţii motoarelor şi a duratei lor de funcţionare.

În cadrul consideraţiilor de ordin constructiv, sînt prezentate cele mai noi realizări în legătură cu ambielajul, mecanismul de distribuţie, echilibrarea motoarelor şi amortizarea vibraţiilor de torsiune, sistemul de răcire şi de ungere.

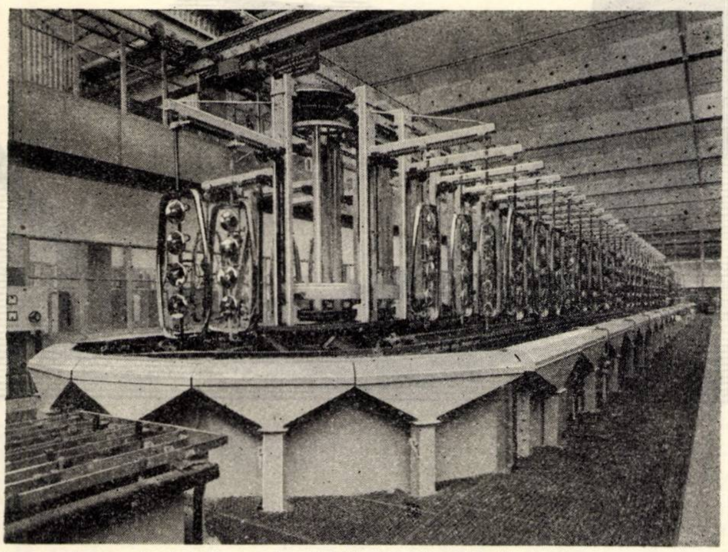
Se evidenţiază o serie de consideraţii interesante asupra modificării şi modernizării sistemului de alimentare, precum şi asupra modificării formulei constructive a motoarelor moderne în funcţie de numărul de cilindri şi dispunerea acestora.

Un capitol separat prezintă pe scurt aspectele mai importante ale dezvoltării teoriei şi calculului motoarelor de automobil.

Lucrarea se încheie cu o trecere în revistă a construcţiei motoarelor moderne de automobil, precum şi a perspectivelor perfecţionării şi dezvoltării acestora.

Se consideră că lucrarea corespunde scopului urmărit, acela de a informa cadrele tehnice din domeniul respectiv asupra ultimelor realizări.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883



Galvanotehnică modernă

Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Blasberg livrează:

instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care :
Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la 16 A/dm²
Băi de cromare dură
Băi de cromare cu reglare automată
Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

Băi pentru acoperire cu metale nobile
Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
Băi pentru zincare lucioasă
Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios" ZF–TR
Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios" ZF
Băi pentru cositorire lucioasă
Băi pentru cositorire lucioasă ,,STANNOSTAR"
Eloxal lucios
Paste lichide de şlefuit şi lustruit

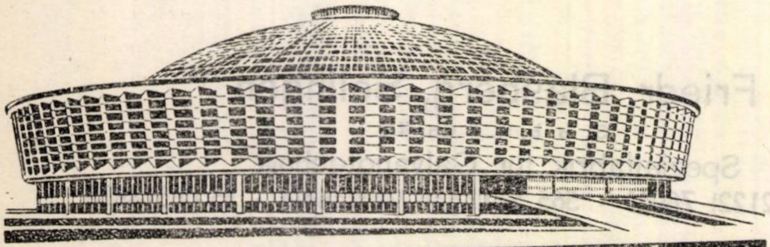
Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

EXPOZITIA TEHNICA A REPUBLICII FEDERALE GERMANE

BUCURESTI 18-30 MAI 1965



BDUL. MARASTI 67
(PIATA SCINTEII)

Vizitarea zilnic intre orele
10 - 14 pentru specialişti şi
14 - 19 pentru public

Uzina

UNIVERSAL-650

TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROŢI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
  - cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
  - cu cale îngustă (roţi jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROŢI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECŢIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piaţa internaţională

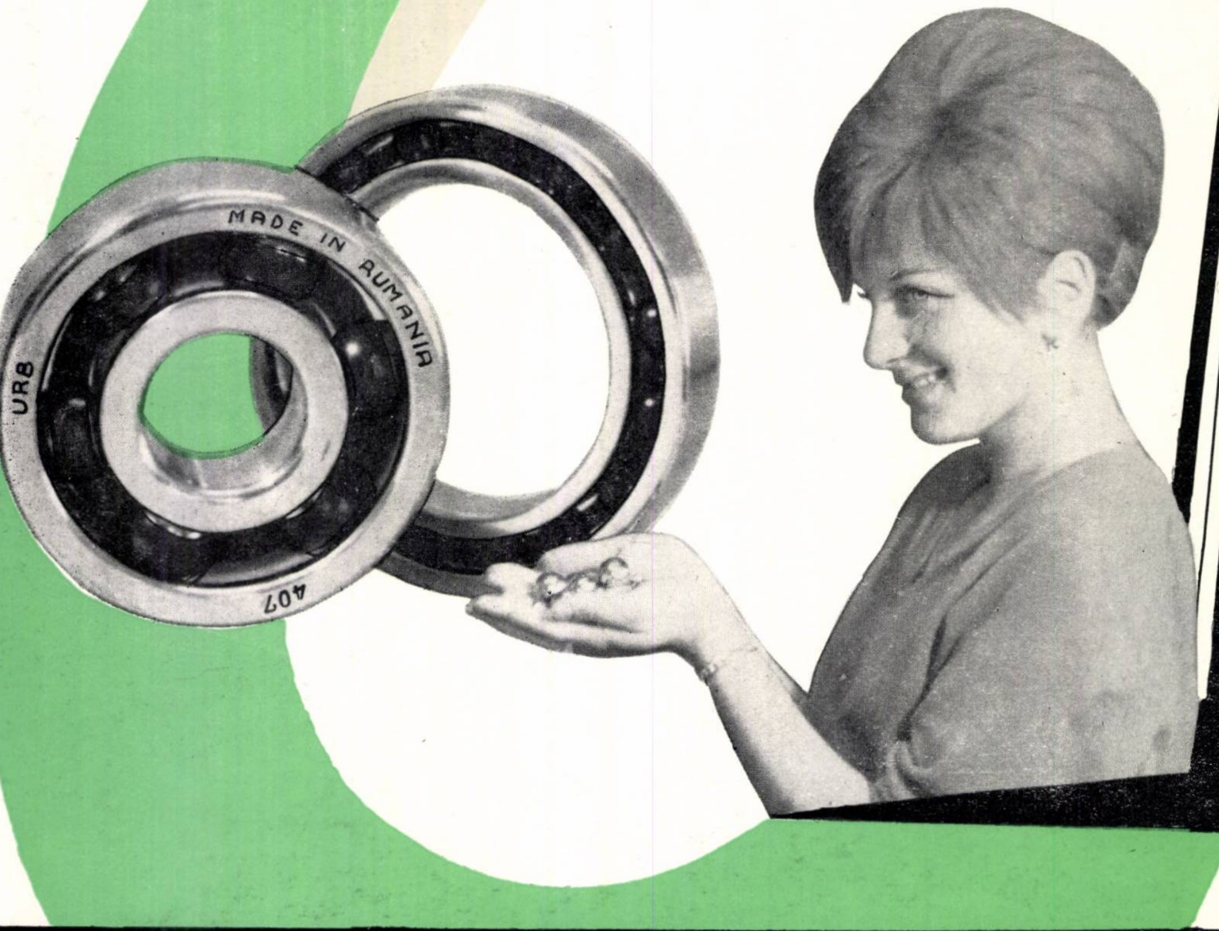
Reţineţi

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MONDIALE:

- RULMENŢI RADIALI CU BILE
- RULMENŢI CU ROLE CONICE
- RULMENŢI CU ACE
- RULMENŢI CU ACE PENTRU CARDAN
- RULMENŢI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI
- BILE
- ROLE ACE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE



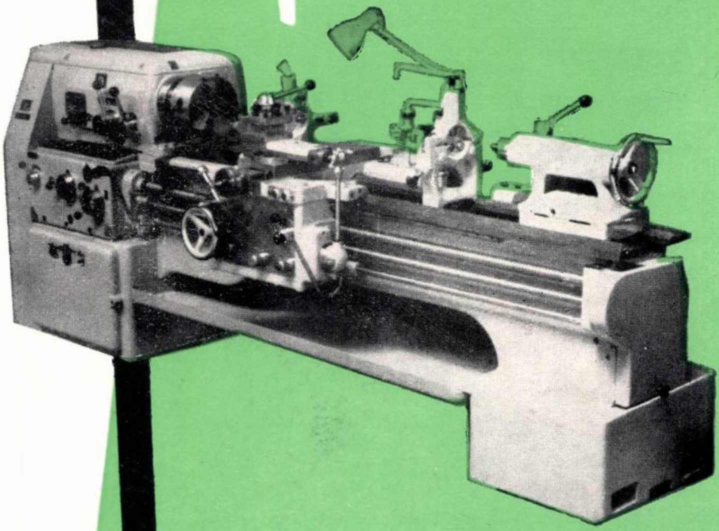
UZINA RULMENTUL BRAŞOV

STR. PODULUI Nr. 2 ● TELEF.: 6641
TELEX 012245

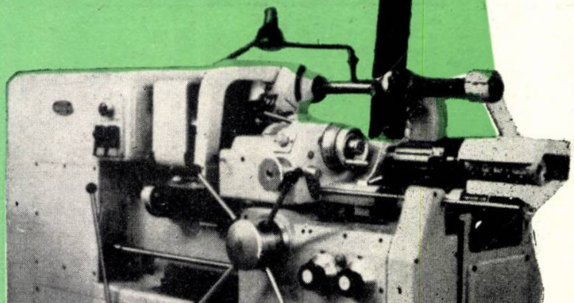
UZINA DE STRUNGURI

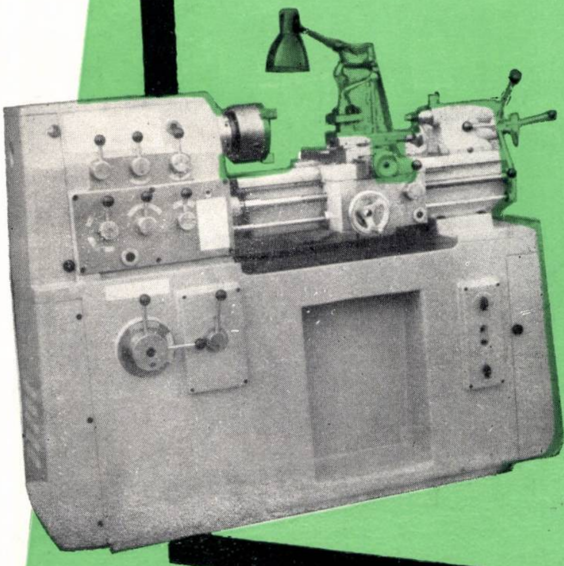
ARAD

produce:



- **Strunguri normale: SN—250, SN—320, SN—400, SN—630 și SN—800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 și 800 mm; distanța între vîrfuri 500, 750, 750—1 000 —1 500, 2 000 și 3 000 mm; turația: 63—2 800, 31,5—1 600, 12—1 500, 12—1 050, 12—1 050; puterea: 2,2, 3, 5, 5/7,5, 11/18, 11/18 kW.
- **Strunguri revolver: SRO—25, SRV—25, SRO—40 și SRV—40** cu: diametrul maxim al barei 25 și 40 mm; turația 112—2 800, 112—2 800, 56—2 800 și 45—2 240 rot/min; puterea: 3 și 7,5 kW.





UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

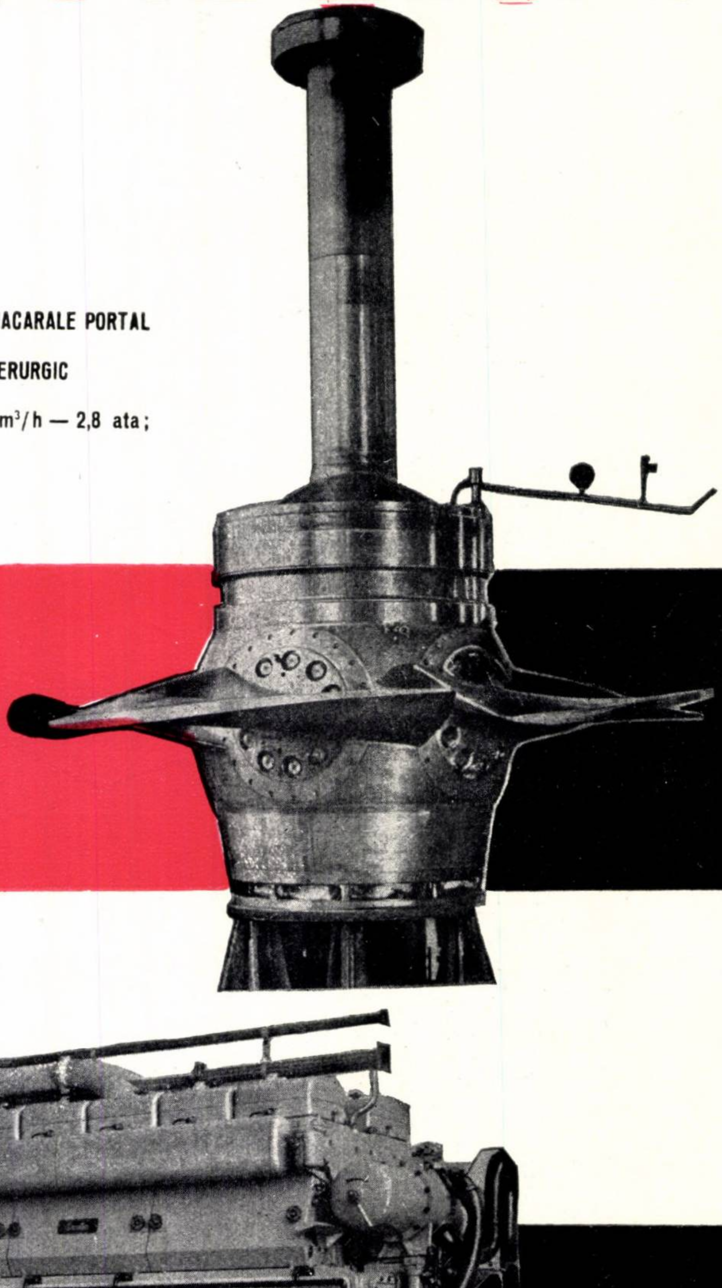
UZINA DE CONSTRUCTII DE MAŞINI REŞIŢA

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

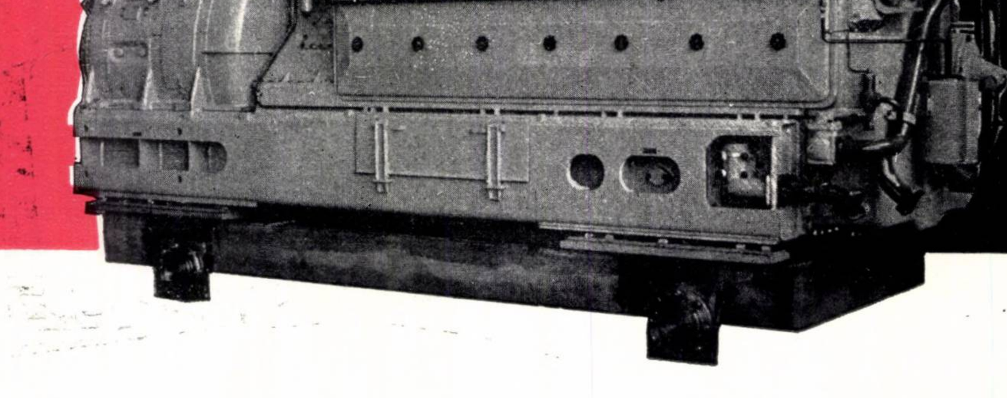
UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm³/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm³/h — 2,8 ata;
140 000 Nm³/h — 3,5 ata.

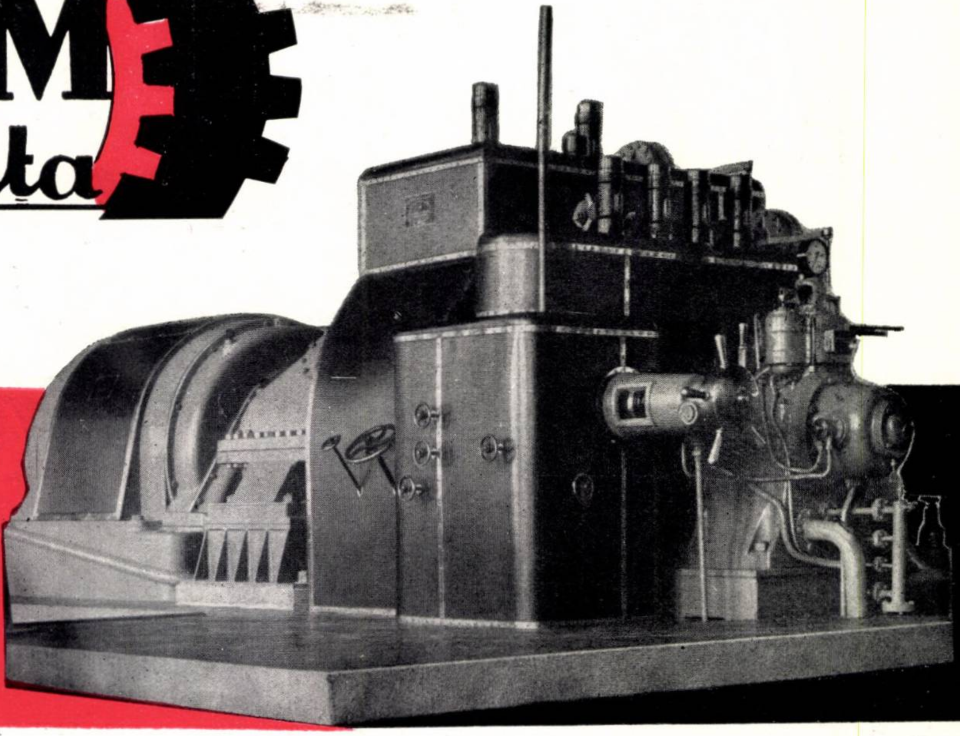


TURBINE HIDRAULICE

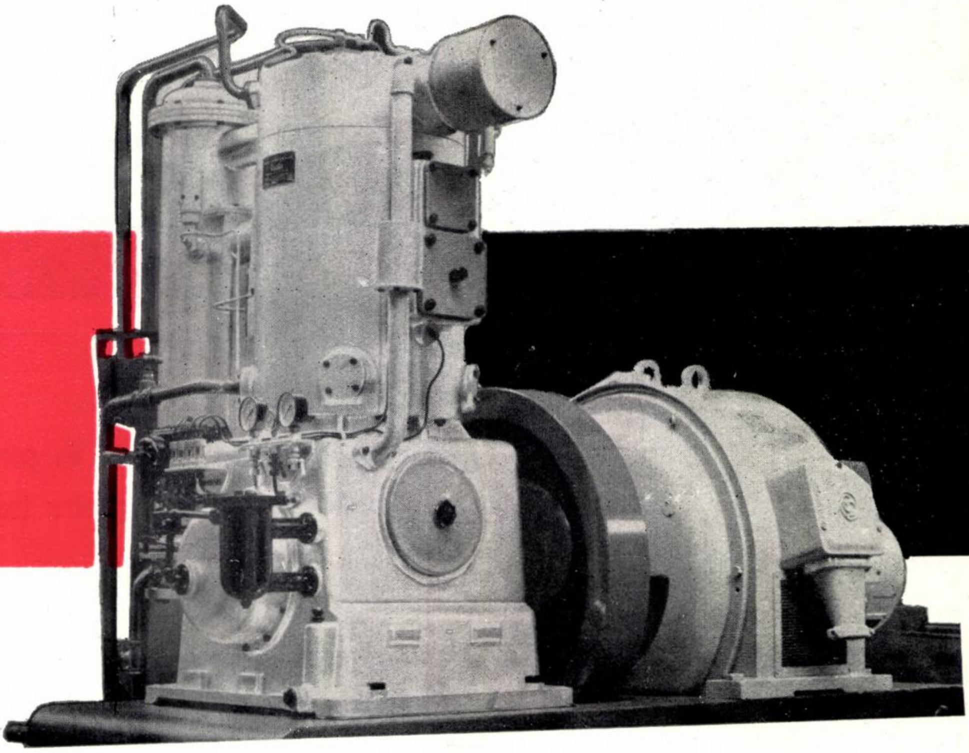
MOTOR DIESEL de 2300 CP şi 750 rot/min
pentru locomotive Diesel electrice de 2100 CP



UCM
Resita



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW
- cu condensație
- cu priză
- cu contrapresiune

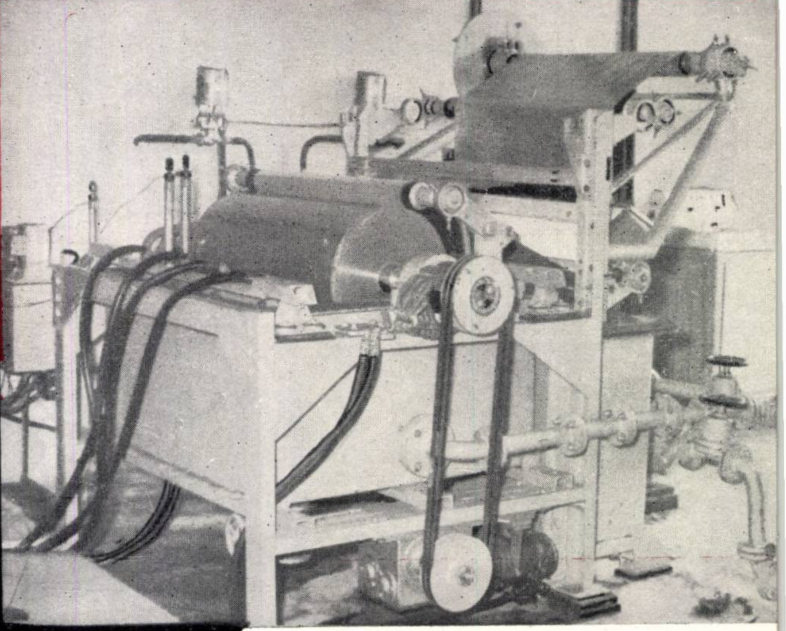


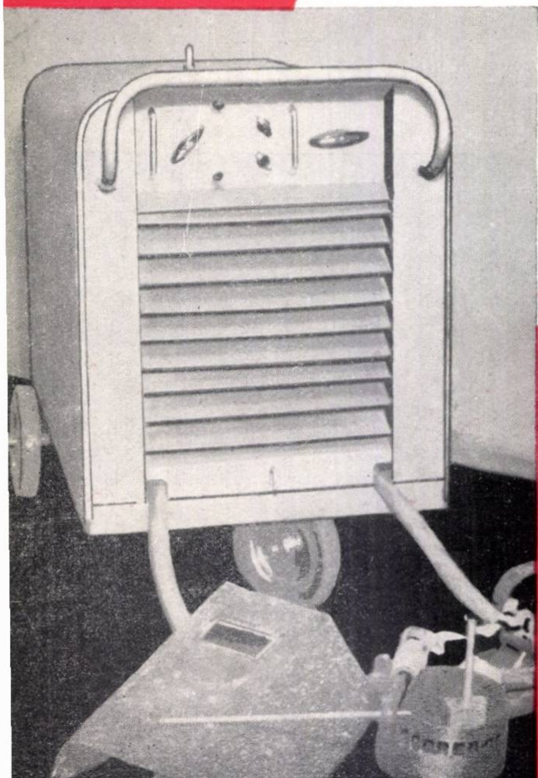
COMPRESOARE DE AER
- 1 V — 15/7
- 2 V — 30/7
- 3 V — 45/7

MICM

ICPE

Institutul de cercetare și proiectare pentru industria electrotehnică





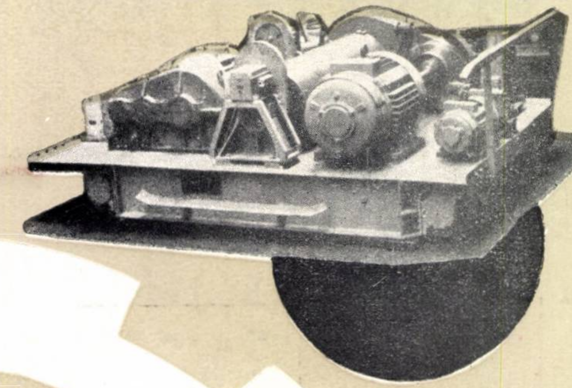
Primește comenzi de cercetare și proiectare, cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din țară.

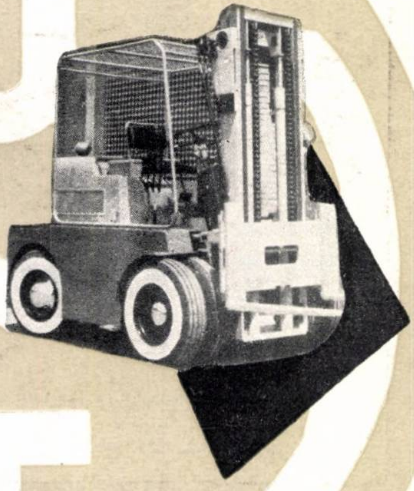
Institutul execută studii, încercări, omologări și execuții de prototipuri din domeniul mașinilor și transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă și înaltă tensiune, acționărilor electrice, schemelor complexe electrice și electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu mașini electronice, materialelor electrotehnice, cum și proiectări pentru uzine și fabrici cu acest profil.

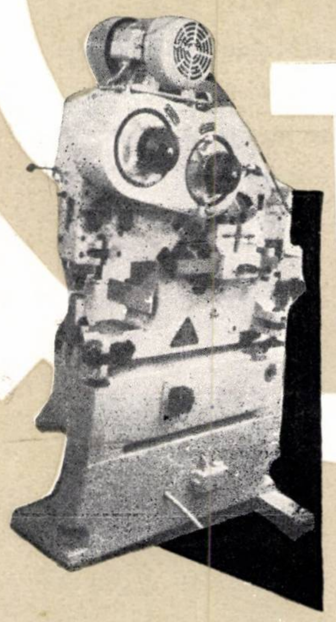
BUCUREȘTI, BD. T. VLADIMIRESCU Nr. 45
TELEFON 16.41.40 — 16.41.48

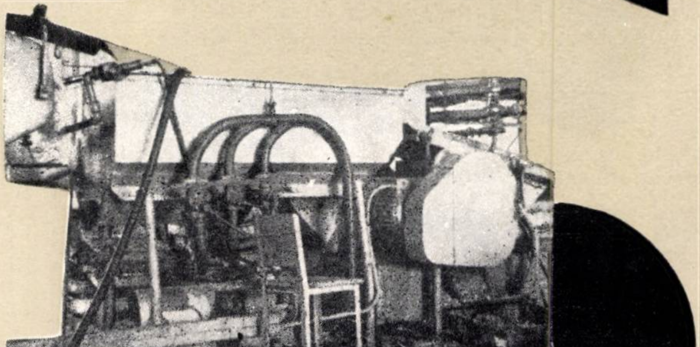
TIMIŞOARA

UZINELE
MECANICE
TIMIŞOARA









PRODUCE:

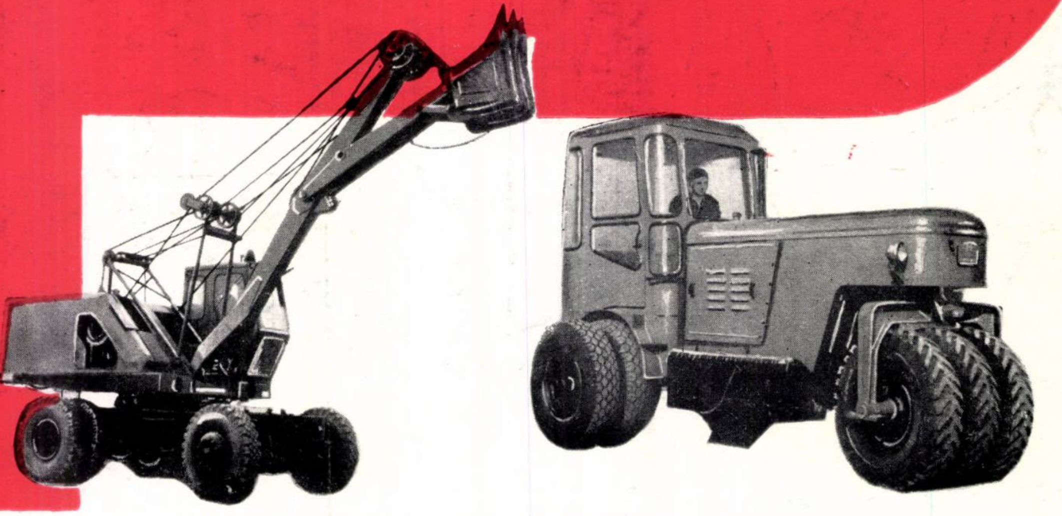
- Poduri rulante de 5—35 t
- Motoîncărcătoare de 3 t
- Maşini de prelucrat tablă
- Utilaje pentru industria alimentară
- Motopompe de stins incendii

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

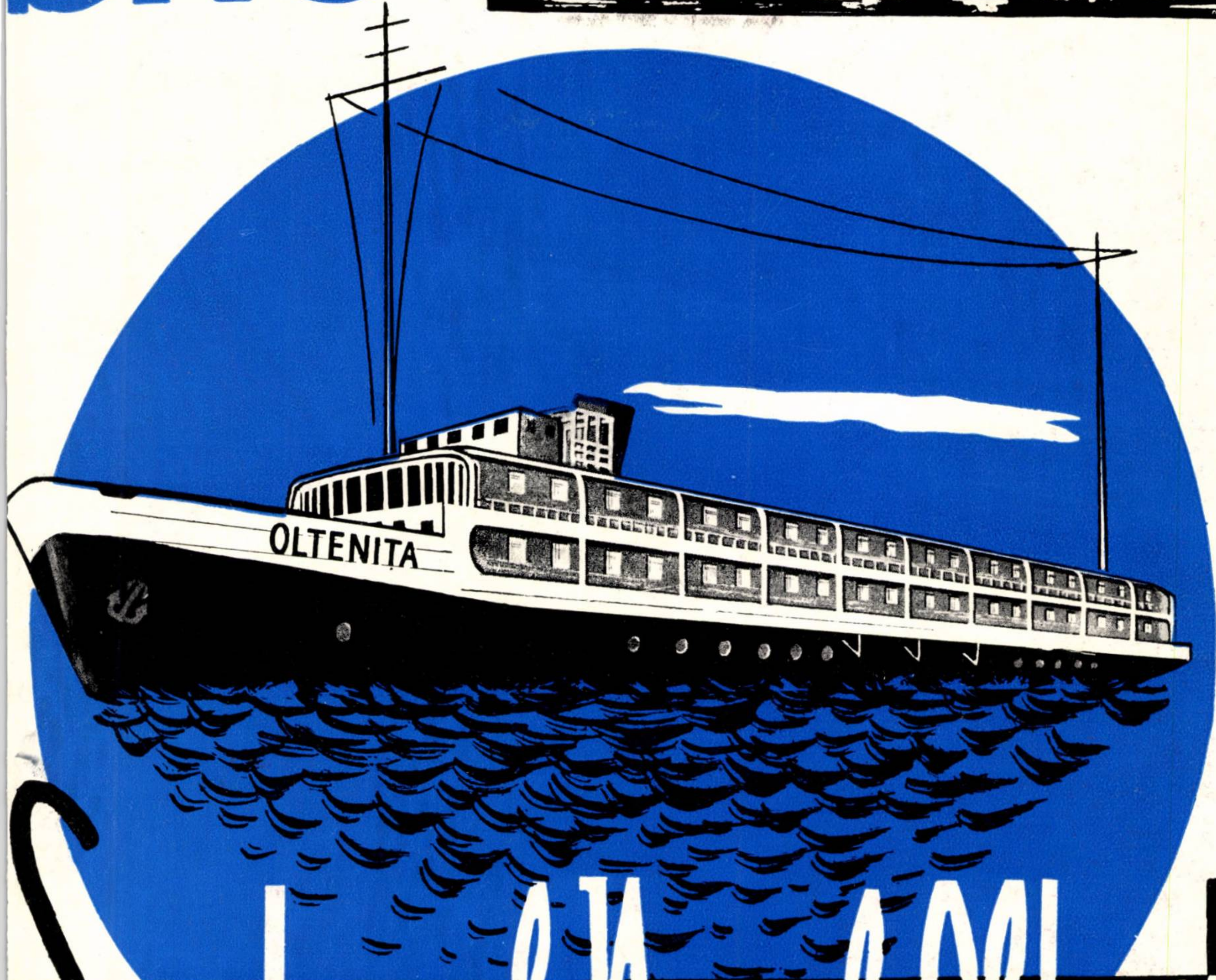
Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată



PROGRESUL

BRĂILA

SNO



Șantierul Naval Oltenița

construiește:

PASAGERE FLUVIALE
REMORCHERE 150-2200 C.P.
DRĂGI MARITIME
MOTONAVE 2000 t
ȘLEPURI 1000 t

MARCĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43

E 3279

R

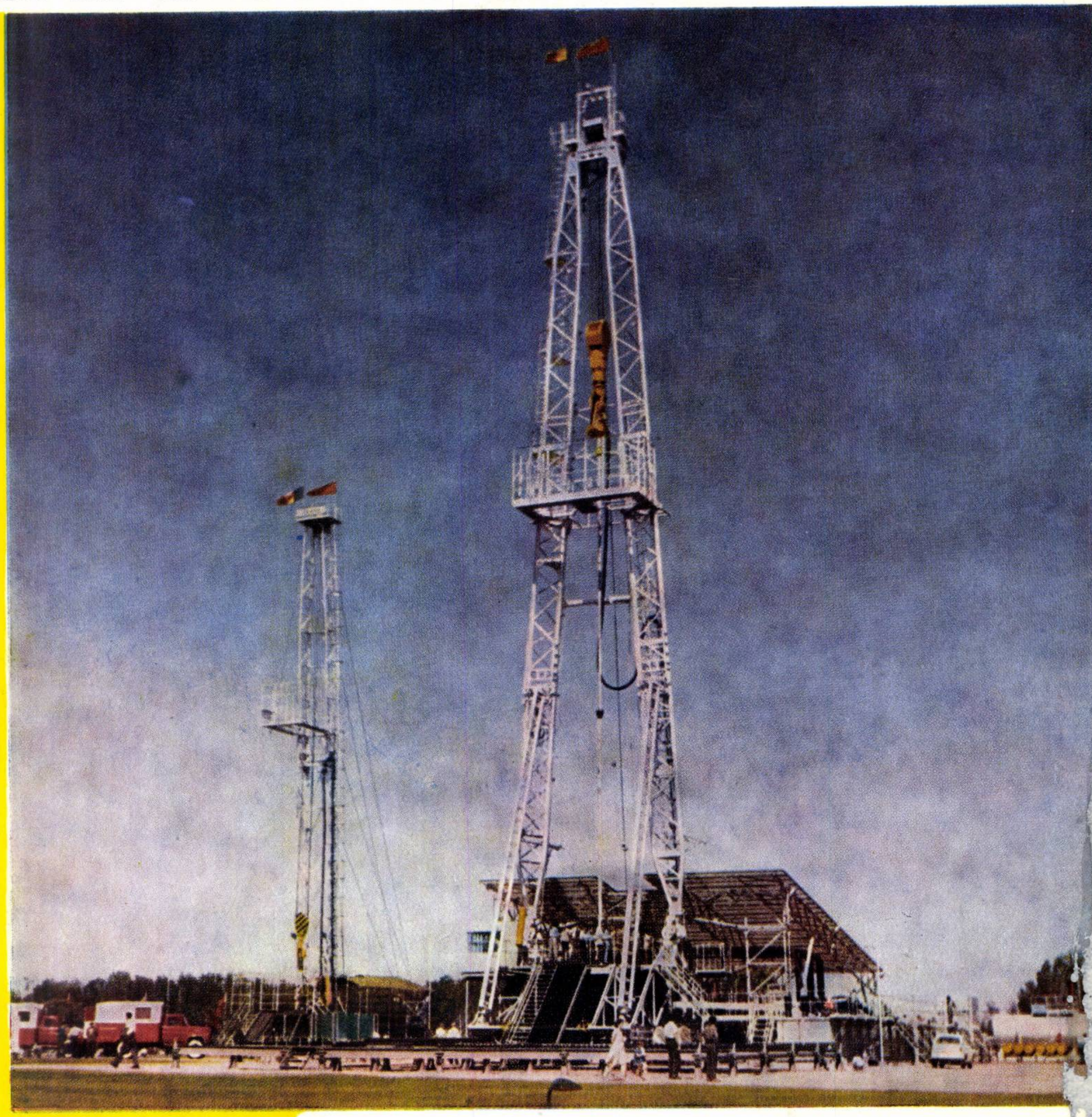
REFERÁLVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVII • Nr. 4 • APRILIE 1965

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI



execută:

- Instalații de foraj transportabile T 50—A, T 50—B
- Instalații de foraj 2DH—75 A, 4LD—150 D, 3DH—200 A, 4DH—315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC—400MI
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8″, 12″ și 16″
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria CI

Uzina

UNIVERSAL-650

TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

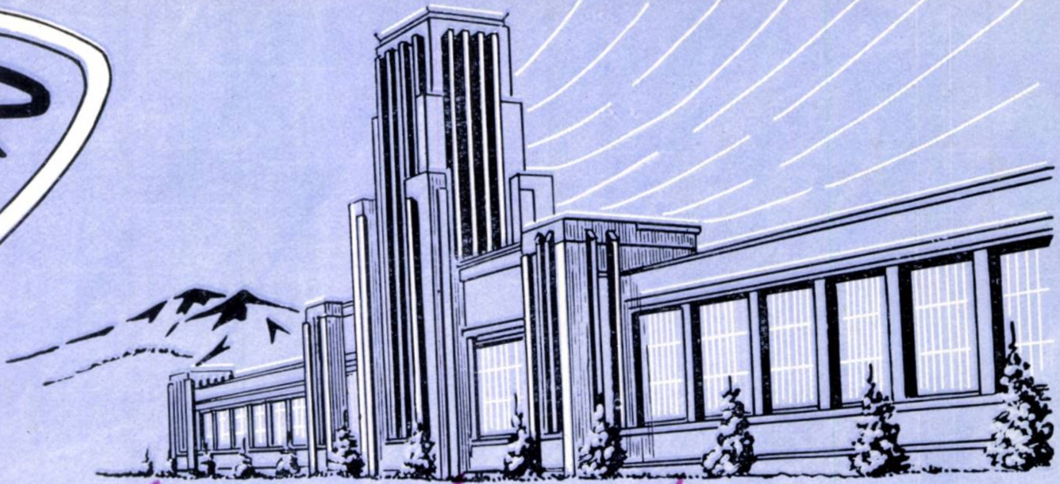
TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

SR



Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - strada Poienelor Nr. 5 * Telefon 63-10

15
14
HABERMANN 65

carpați
bucegi

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri • Rulouri pe valţuri sau pneuri • Echipamente pentru tractoare: buldozere. scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii • Utilaj chimic şi petrolier • Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri • Mori cu masă rotativă sau bile • Utilaje pentru linii ceramice • Prese pentru cărămizi şi ţigle

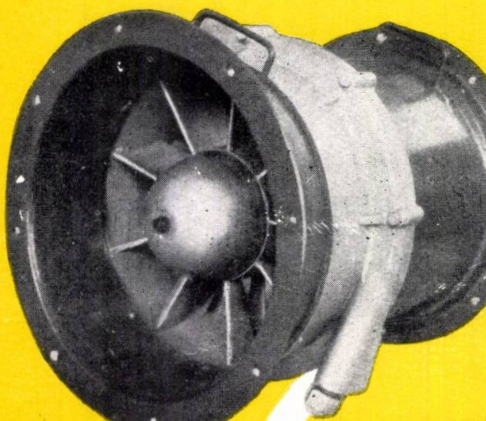
Vagoane siderurgice • Melanjoare • Cilindri şi caje • Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii • Foarfece de tăiat ţagle şi platine • Linii de aglomerare • Maşini de extracţie • Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat • Osii montate pentru vagoane de cale ferată

PROGRESUL

BRĂILA

UZINA UNIO SATU MARE

produce:



Ventilatoare axiale pneumatice

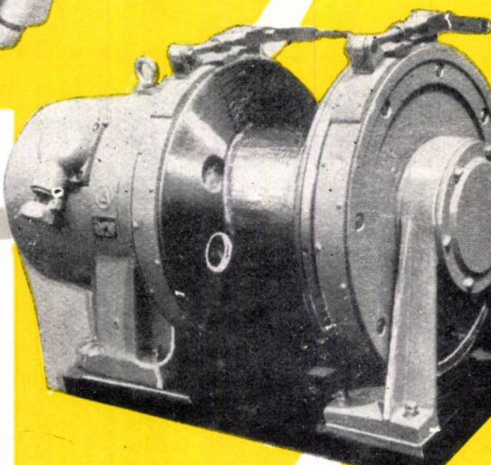
VP – 300: 60 m³/min, 110 mm col. apă

VP – 400: 120 m³/min, 100 mm col. apă

Trolii cu mecanisme planetare

TAP – 5,5: 400 kgf, 0,5 m/s

TAP – 12: 1000 kgf, 0,4 m/s



UNIO

Maşini pneumatice pentru încărcat materiale pulverulente MIP – 2

debit de încărcare 10 – 16 m³/h,

presiunea aerului de alimentare 3,5 – 6 kgf/cm²

UZINA

unirea

PIAȚA 1 MAI
3 - 5
CLUJ

MAȘINA DE FILAT LÎNĂ PIEPTĂNATĂ

Tip FLP

Mașina este destinată filării firelor de lînă pieptănată în gama tex 50—16 (Nm 20—60).

Mașina se construiește pentru 84—468 fuse, rația fiind de 12 fuse.

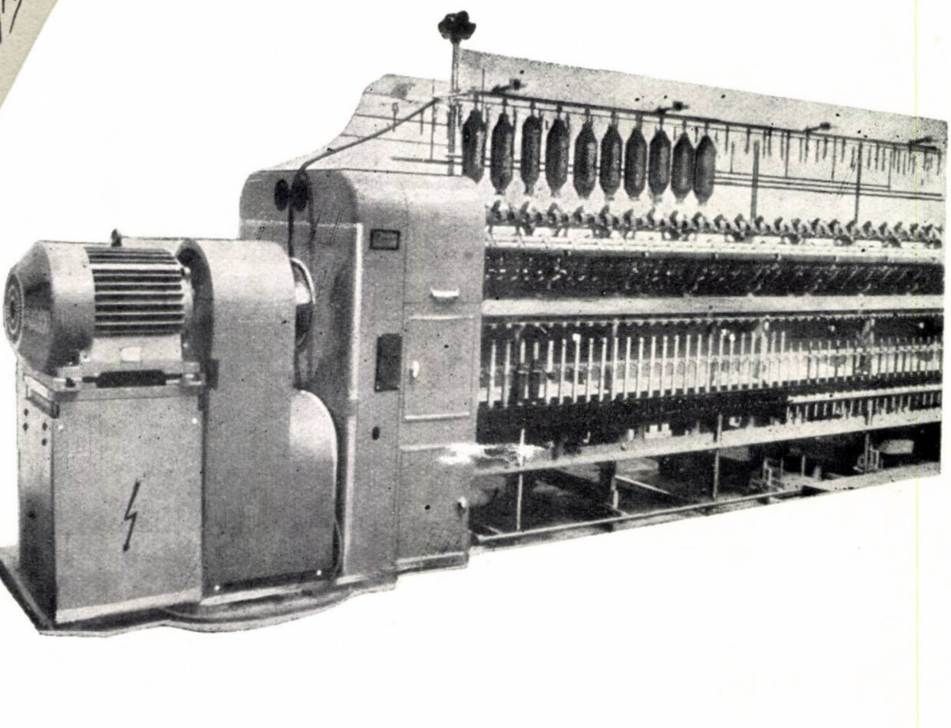
Fuse R11-7,8 cu turația maximă de 10 000 rot/min, realizînd un cops cu lungimea de 240—245 mm.

Inele cu autoungere de Ø 51.

Rastel cu alimentare simplă cu semitort de la flyer și dispozitiv de suspendare a bobinelor.

Trenul de laminare pînă la 21,2.

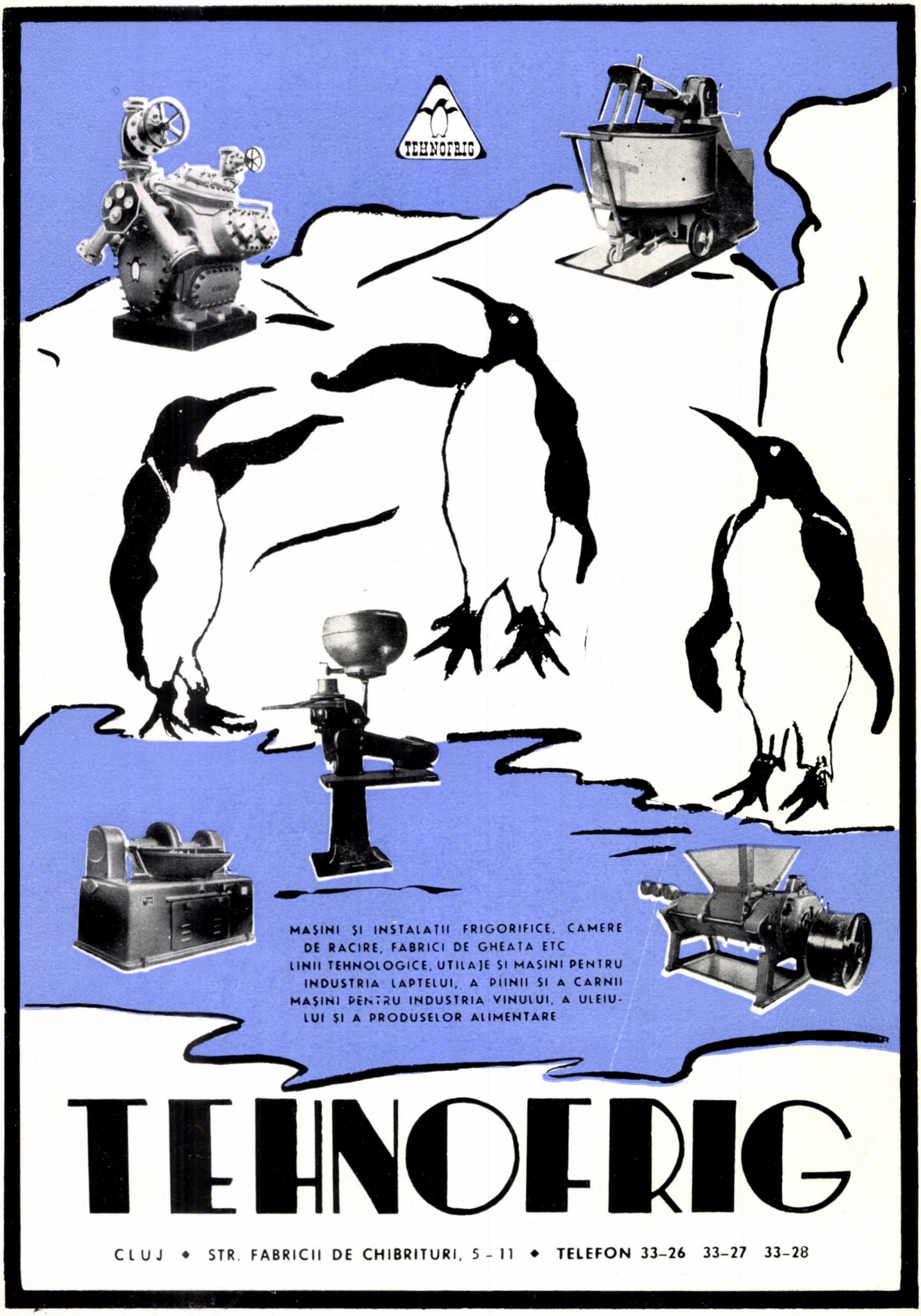
Torsiunea S și Z în gama de 149—1 099 răsuciri/m.



Antrenarea mașinii printr-un motor electric de turație constantă și variator mecanic cu raport de transmitere de 3 : 1, compus din două perechi de roți conice și o curea trapezoidală lată cu dinți interiori. Presiunea se realizează printr-un resort.

Gabarit de 1 095 mm lățime, 2 065 mm înălțime și lungimea în funcție de numărul de fuse ; lungimea fixă este de 2 435 mm.

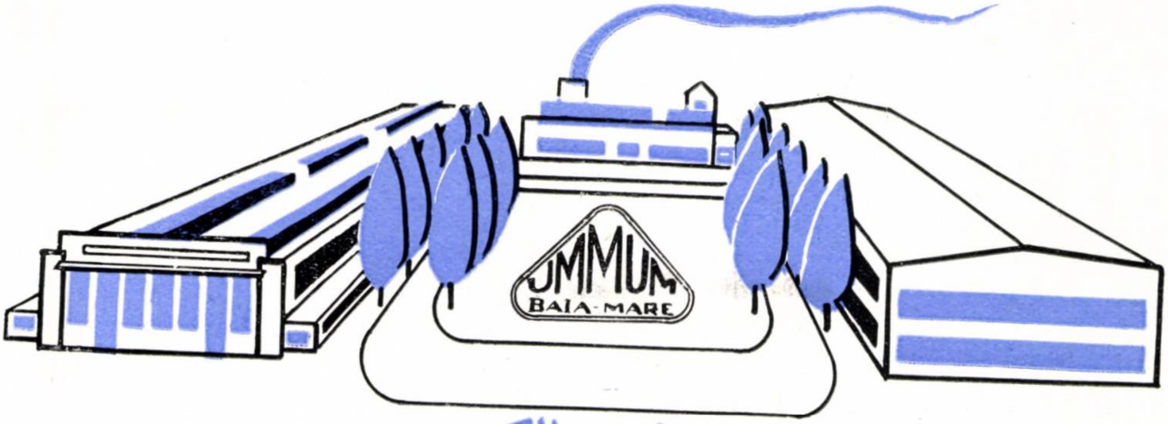
unirea

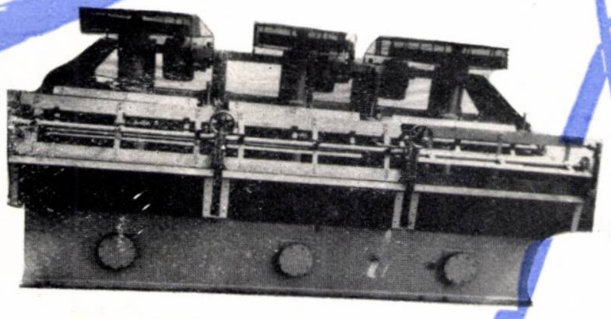


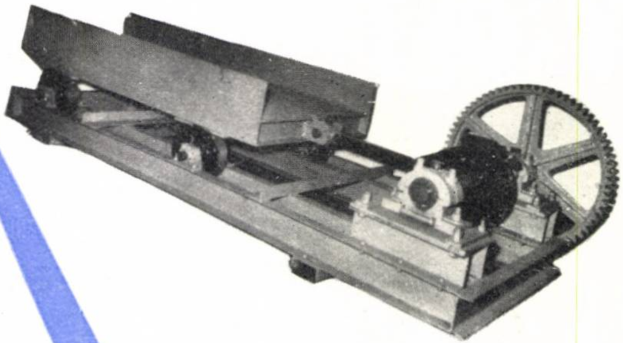
MAŞINI ŞI INSTALAŢII FRIGORIFICE, CAMERE DE RACIRE, FABRICI DE GHEATA ETC
LINII TEHNOLOGICE, UTILAJE ŞI MAŞINI PENTRU INDUSTRIA LAPTELUI, A PIINII ŞI A CARNII
MAŞINI PENTRU INDUSTRIA VINULUI, A ULEIULUI ŞI A PRODUSELOR ALIMENTARE

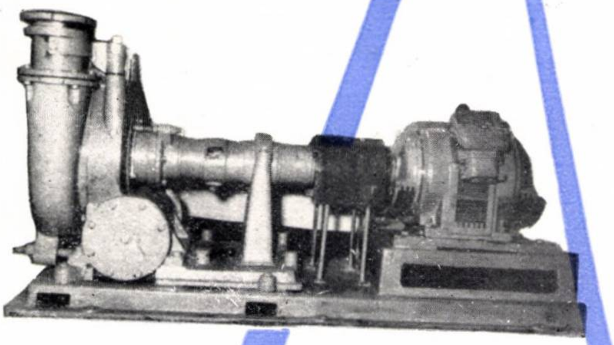
TEHNOFRIG

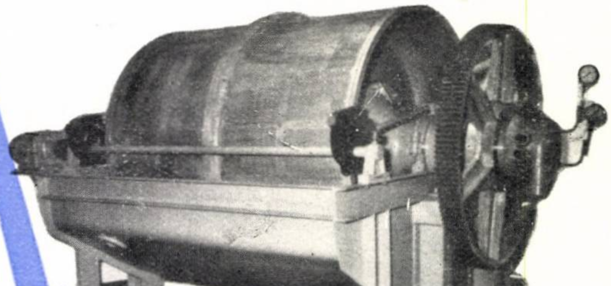
CLUJ ◆ STR. FABRICII DE CHIBRITURI, 5 - 11 ◆ TELEFON 33-26 33-27 33-28











Produce:

CELULE DE FLOTARE ● AGITATOARE ● ÎNGROȘĂTOARE ● POMPE DE TULBUREALĂ ȘI ANTIACIDE DE MINĂ ● FILTRE DE VID ● CLASOARE SPIRALE ȘI CU GREBLĂ ● COLIVII DE EXTRACȚIE ● ALIMENTATOARE DIFERITE ● CIURURI VIBRATOARE ● VAGONETE DE FUNICULAR ETC.

UMMUM
BAIA-MARE

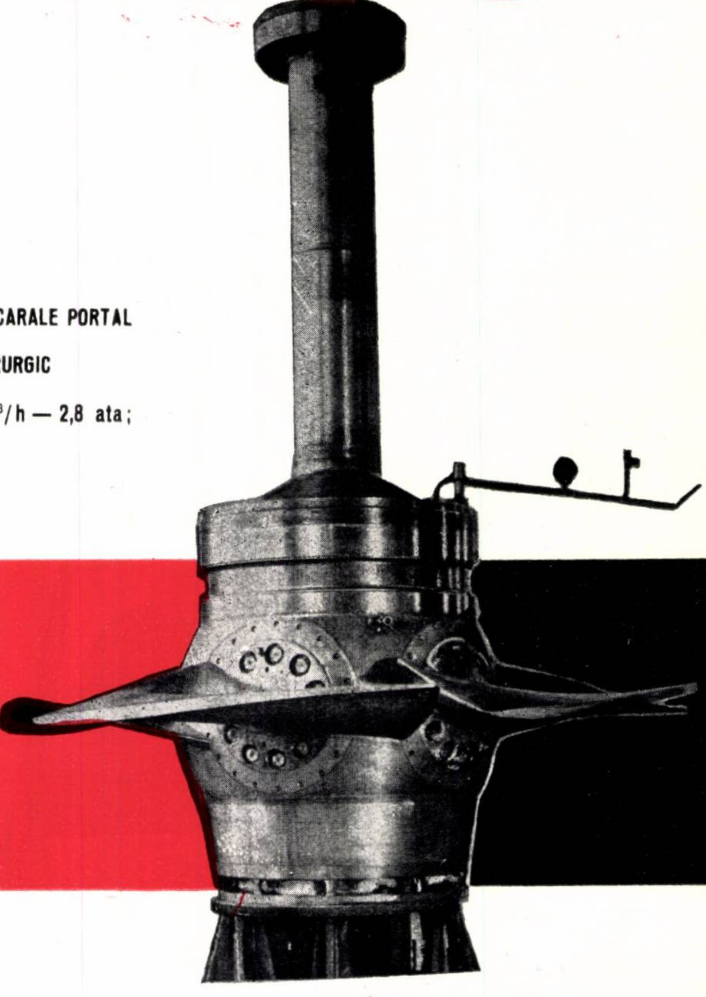
UZINA DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI REȘIȚA

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL

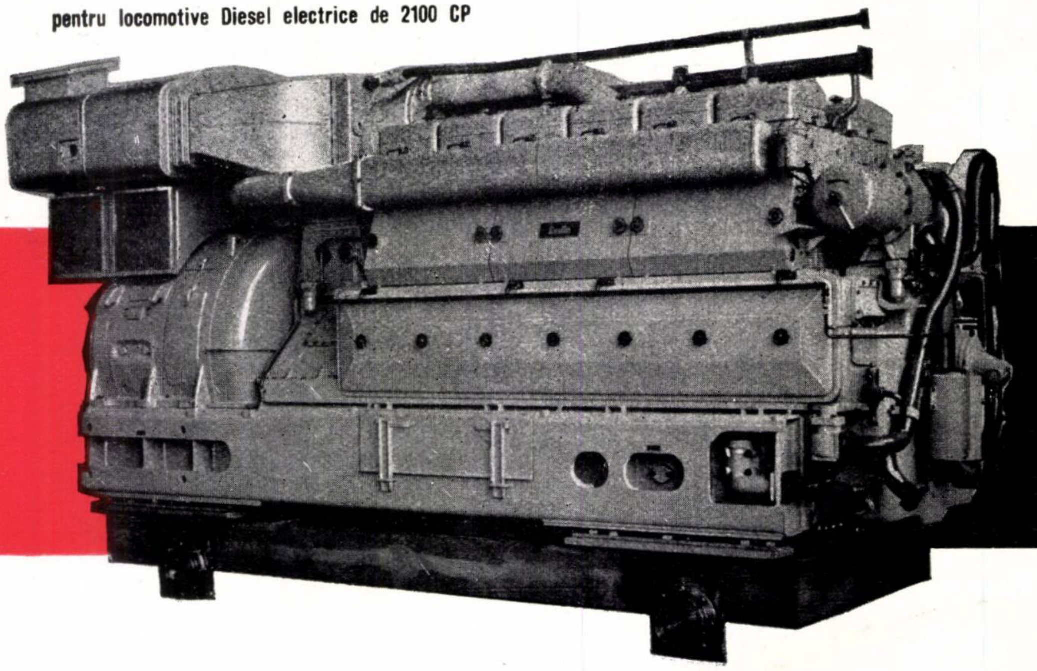
UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm³/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm³/h — 2,8 ata;
140 000 Nm³/h — 3,5 ata.

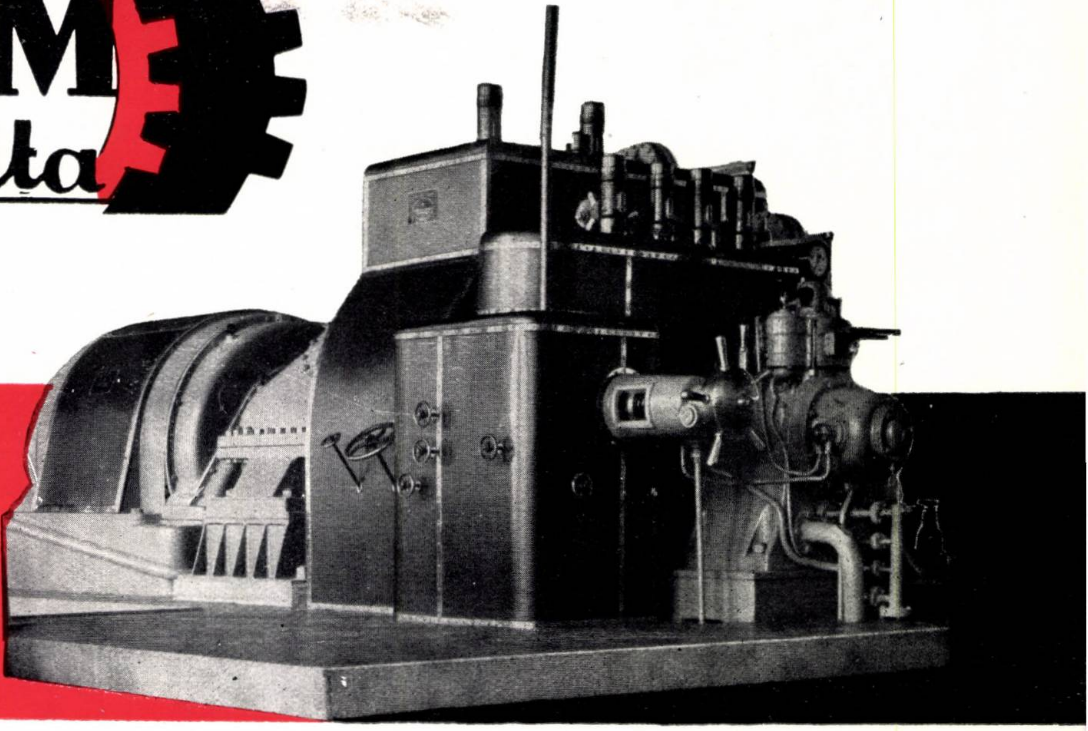


TURBINE HIDRAULICE

MOTOR DIESEL de 2300 CP și 750 rot/min
pentru locomotive Diesel electrice de 2100 CP

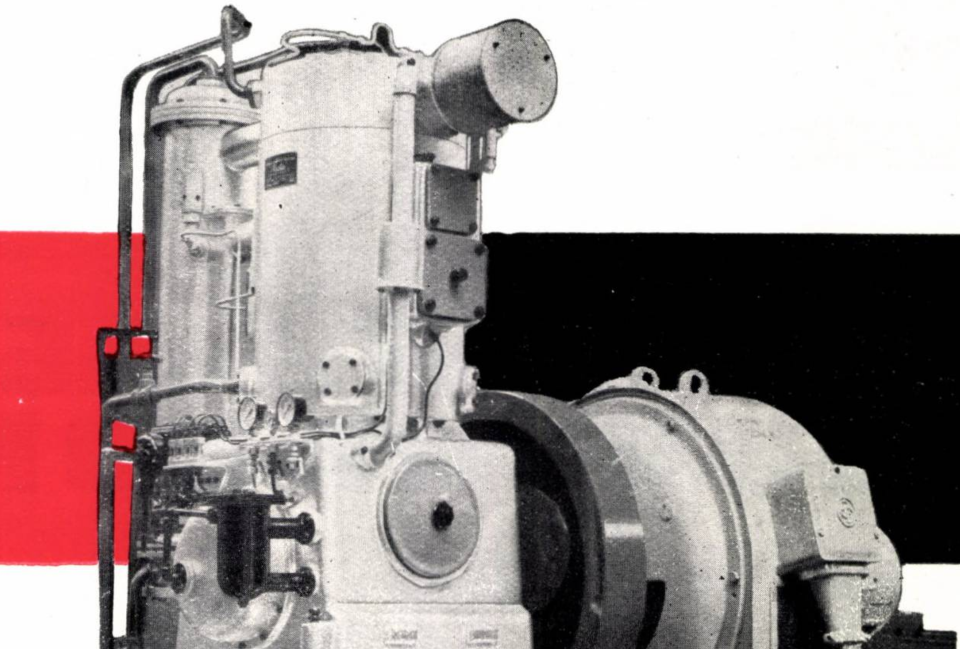


UCM
Resita



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW

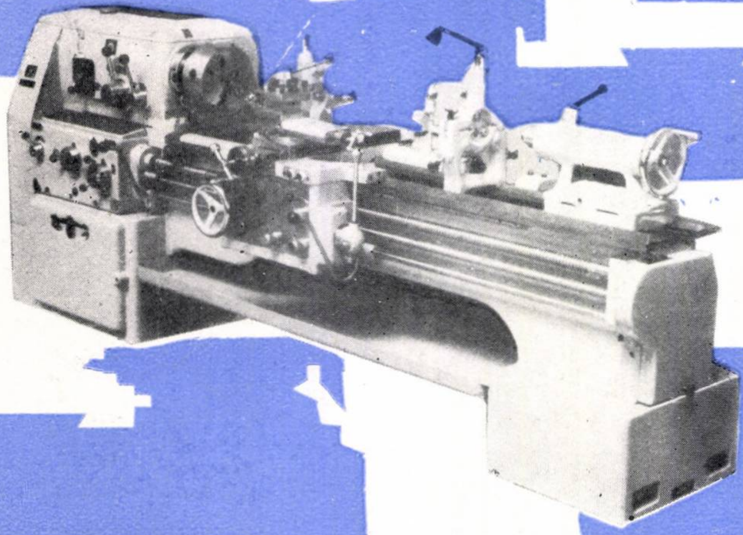
— cu condensaţie
— cu priză
— cu contrapresiune

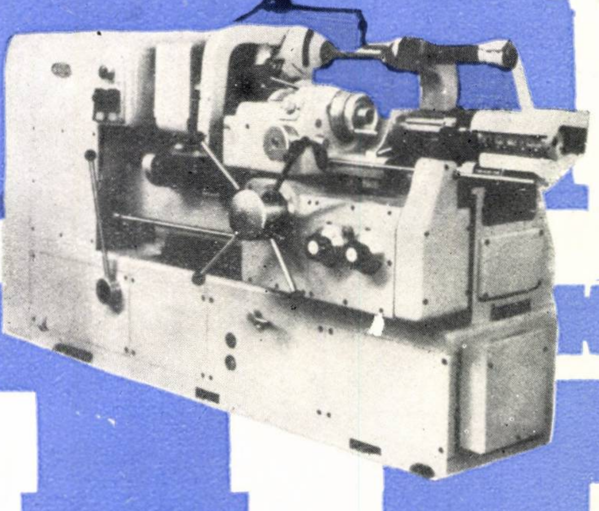


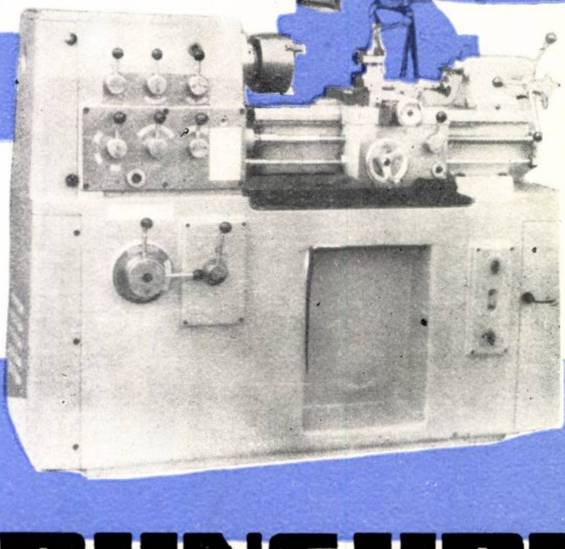
COMPRESOARE DE AER

- 1 V — 15/7
- 2 V — 30/7
- 3 V — 45/7

UZINA
DE STRUNGURI
ARAD







UZINA DE STRUNGURI
ARAD

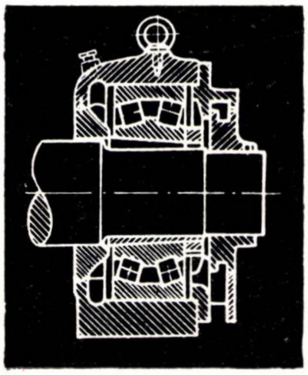
produce:

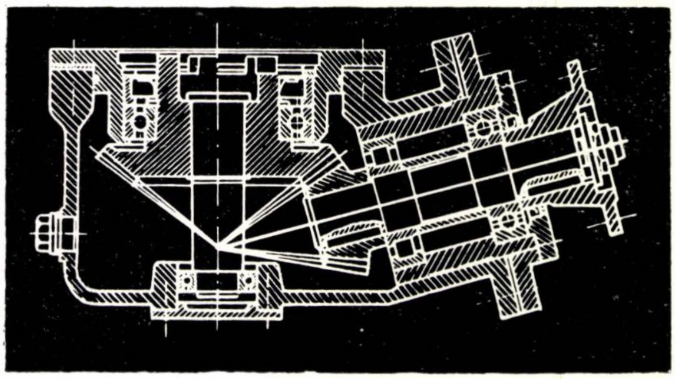
- **Strunguri normale: SN—250, SN—320, SN—400, SN—630 și SN—800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500. 750, 750—1000—1500, 2000 şi 3000 mm; turaţia: 63—2800, 31,5—1600. 12—1500. 12—1050 şi 12—1050; puterea 2.2. 3, 5.5 7.5. 11 18 şi 11 18 kW
- **Strunguri revolver: SRO — 25, SRV — 25, SRO — 40 și SRV — 40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm: turaţia 112—2800, 112—2800, 56—2800 şi 45—2240 rot/min; puterea 3 şi 7,5 kW.

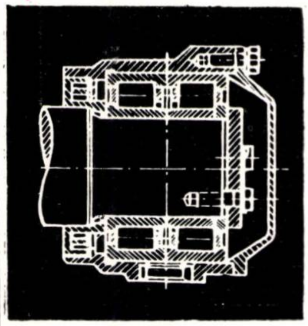
FABRICA de RULMENŢI
BÎRLAD

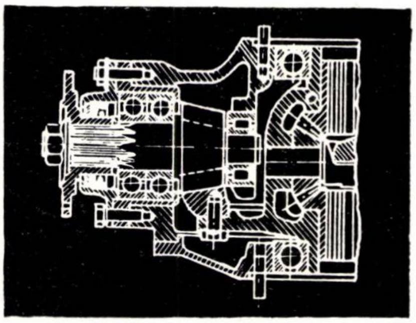
Livrează:

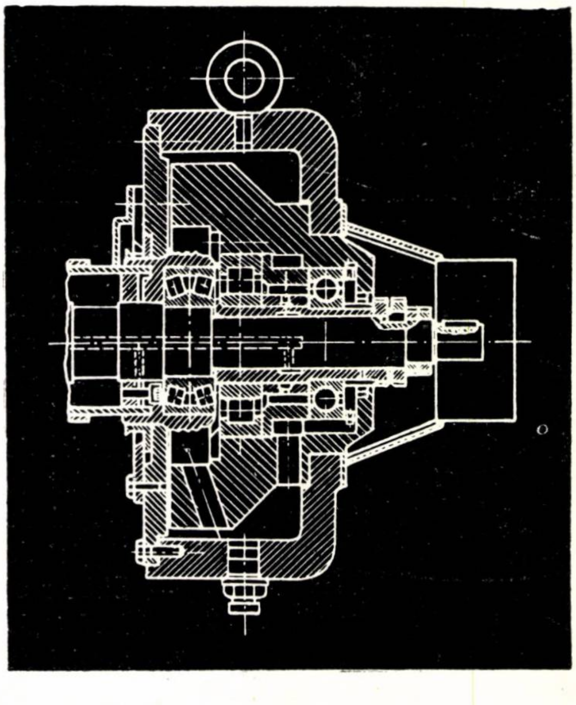
ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE
rulmenţi de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate.

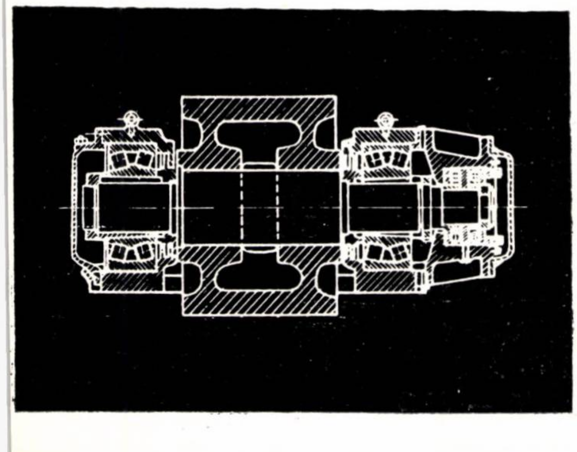


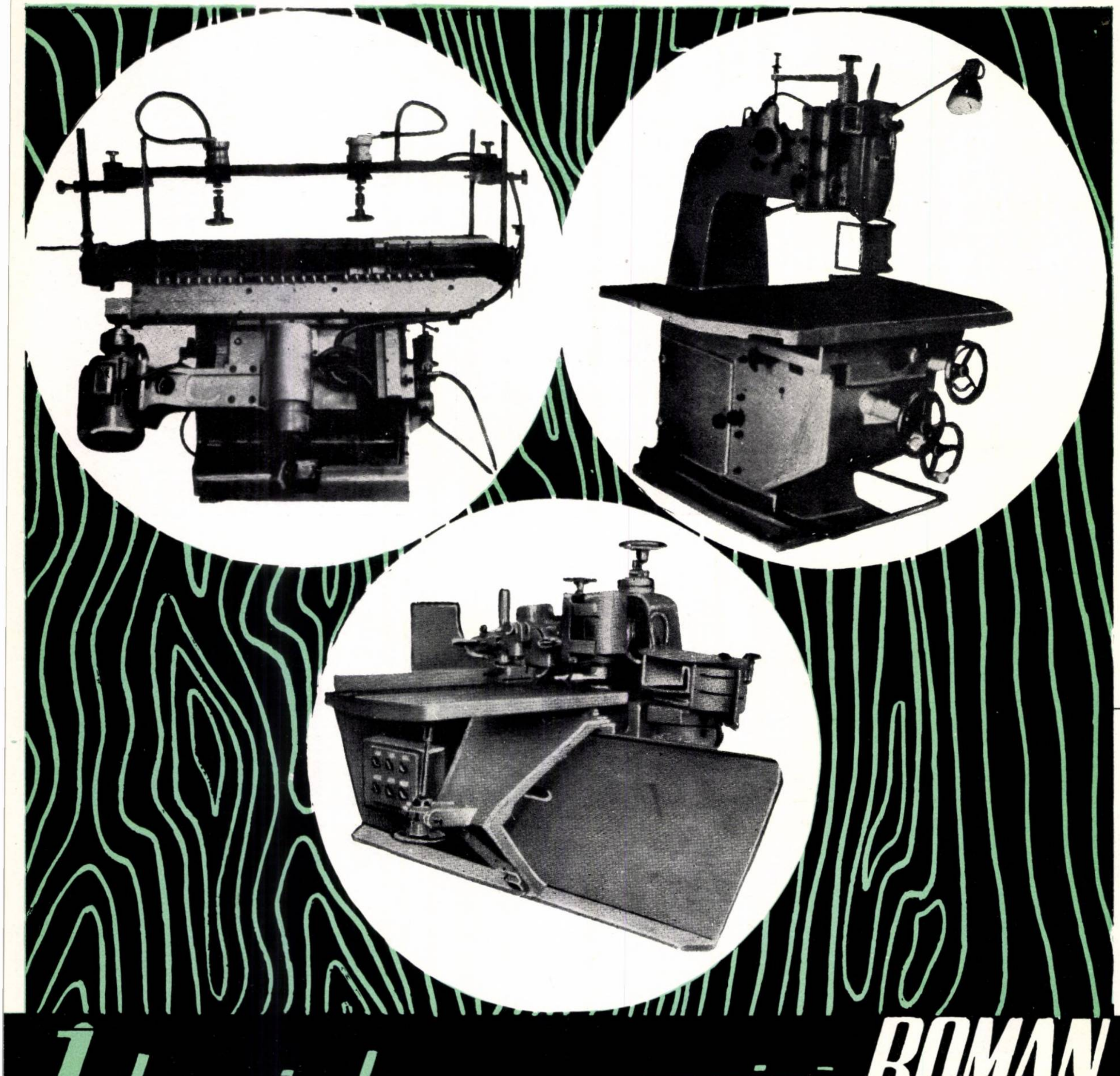












Întreprinderea mecanică ROMAN

Produce:

- — Mașini de găurit și scobit orizontal — GSO
- — Mașini normale de frezat — MNF
- — Mașini de rindeluit la grosime — MRG-8
- — Mașini de aplicat adezivi — MAA-13
- — Mașini de cepuit și scobit — MCS
- — Mașini de găurit multiplu pentru cepuri rotunde — GCR
- — Mașini de șlefuit canturi profilate — SCP
- — Mașini de șlefuit cu 2 și 3 cilindri — MSC-2, MSC-3
- — Circulare universale manuale — CUM-3
- — Ferăstraie panglică pentru mobilă — FP-8
- — Mașini de șlefuit cu bandă orizontală — SBO

ROMAN

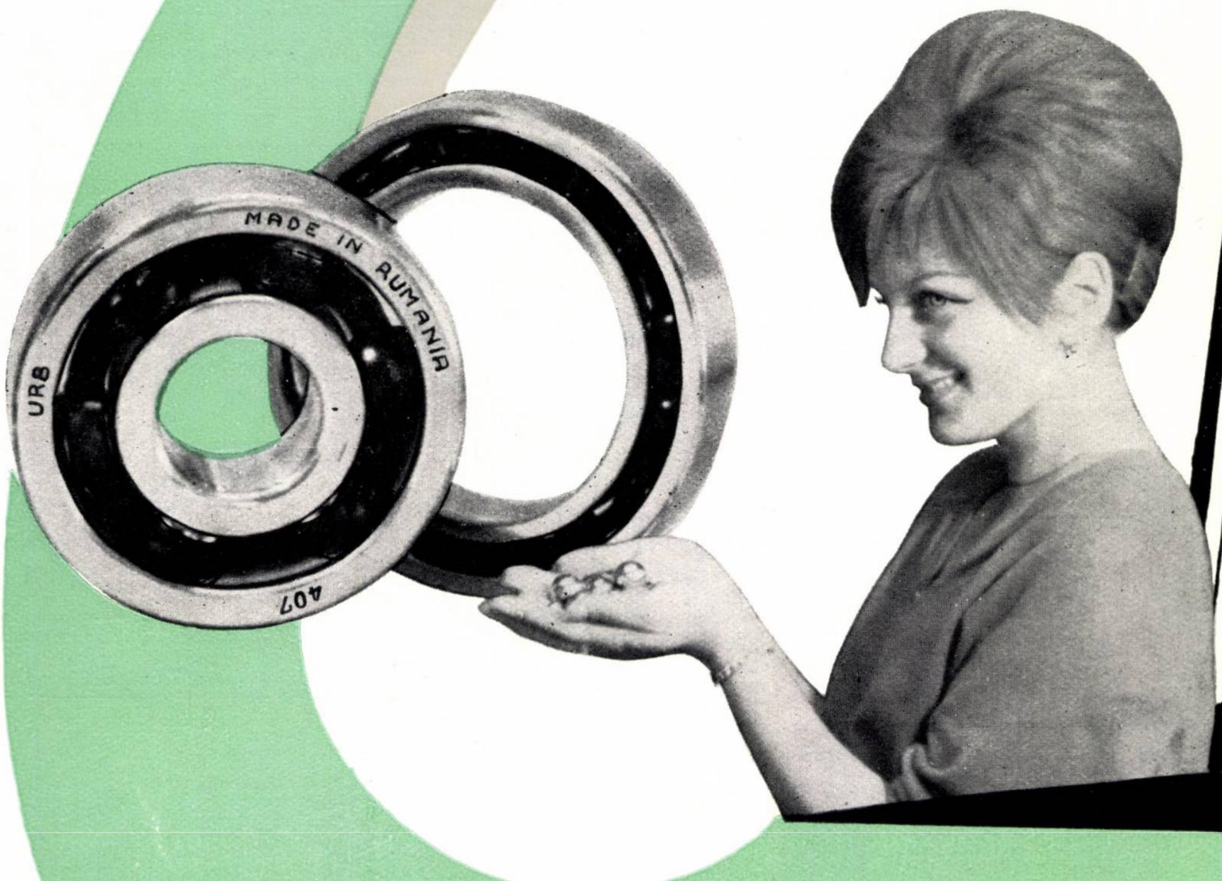
Reţineţi

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MONDIALE:

- RULMENŢI RADIALI CU BILE
- RULMENŢI CU ROLE CONICE
- RULMENŢI CU ACE
- RULMENŢI CU ACE PENTRU CARDAN
- RULMENŢI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI
- BILE
- ROLE ACE

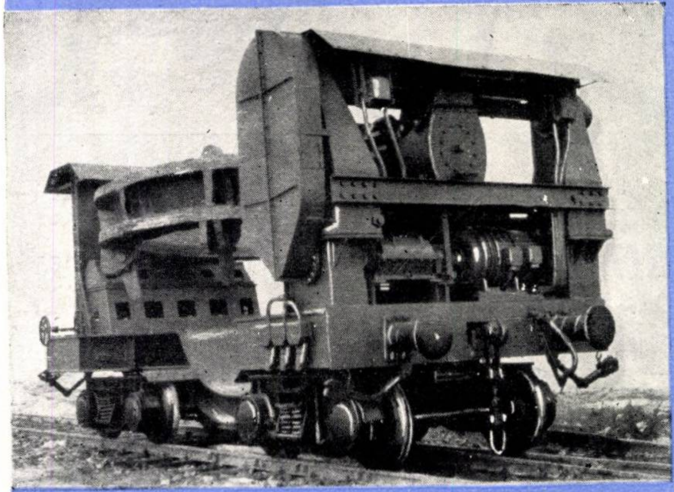
PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE



UZINA RULMENTUL BRAŞOV

STR. PODULUI Nr. 2 ● TELEF.: 6641
TELEX 012245

UZINELE 23 AUGUST



LOCOMOTIVE DIESEL MECANICE de 120 CP, ecartament normal 1435 mm, pentru manevră şi tracţiune garnituri de mic tonaj pe linii secundare cu suprastructură slabă.

VAGOANE CISTERNĂ de 60 m^3 pentru produse petroliere.

VAGOANE SIDERURGICE de 11 şi 16 m^3 pentru transportul zgurei fluide.

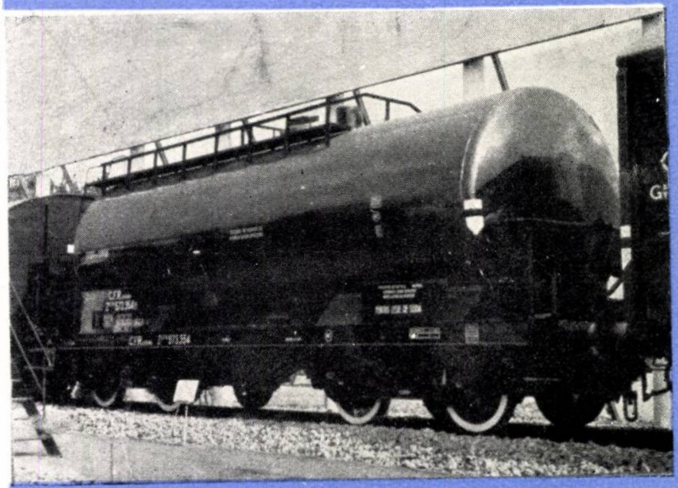
MOTOARE DIESEL de 350 CP (M 583 S) şi 700 CP (M 581 S) pentru foraj şi tracţiune feroviară.

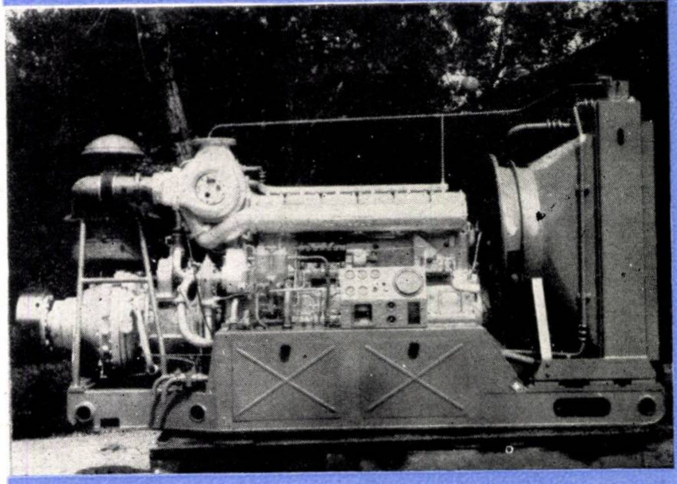
PRESE HIDRAULICE cu 6 etaje pentru mobilă.

MATRIŢE pentru vulcanizat anvelope.

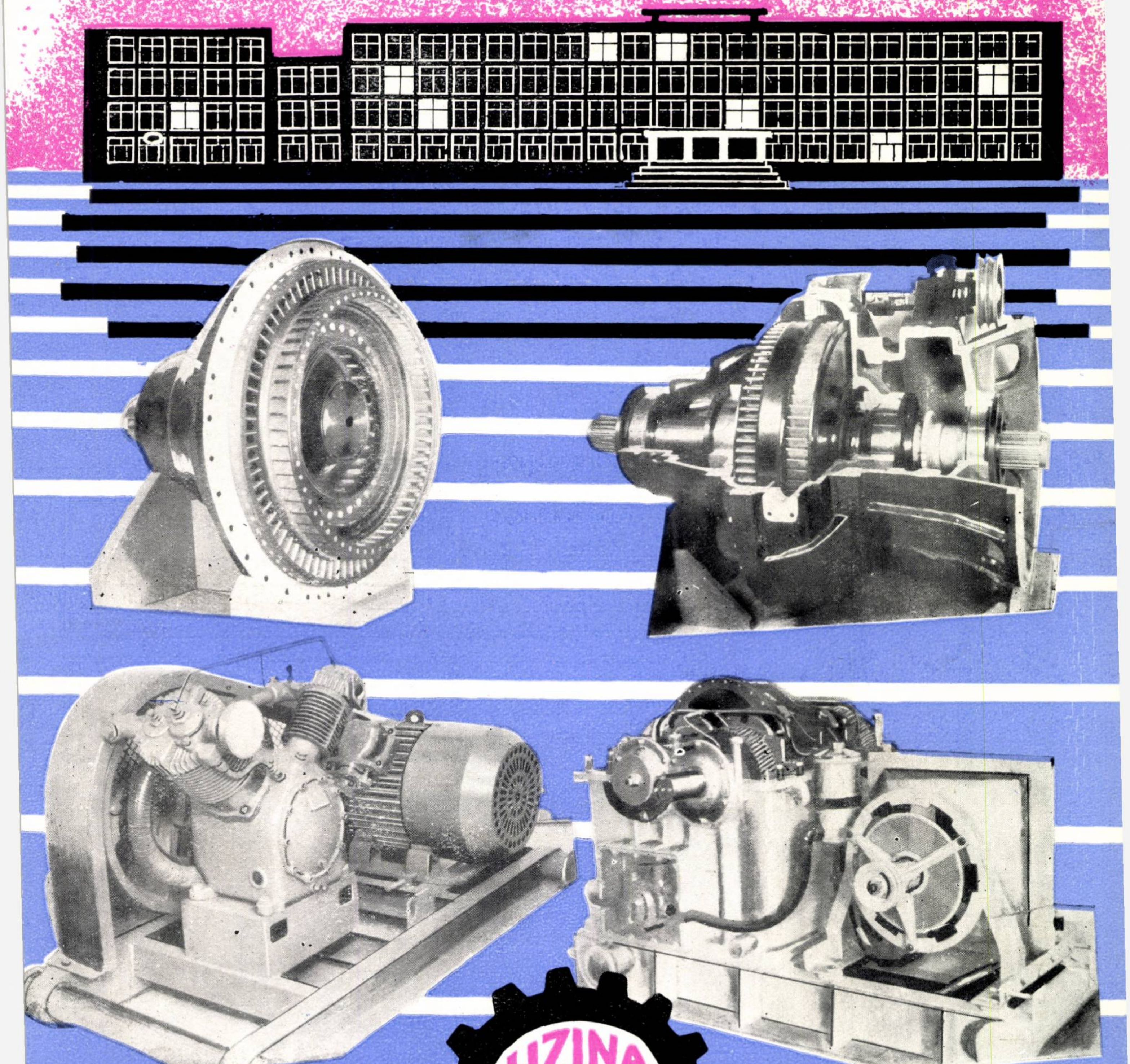
OŢELURI RAPIDE pentru scule.

MORI DE CIMENT de 3×14 m pentru măcinarea fină a pastei şi a clincherului.





I 23 A



UZINA

HIDROMECANICA

BRASOV

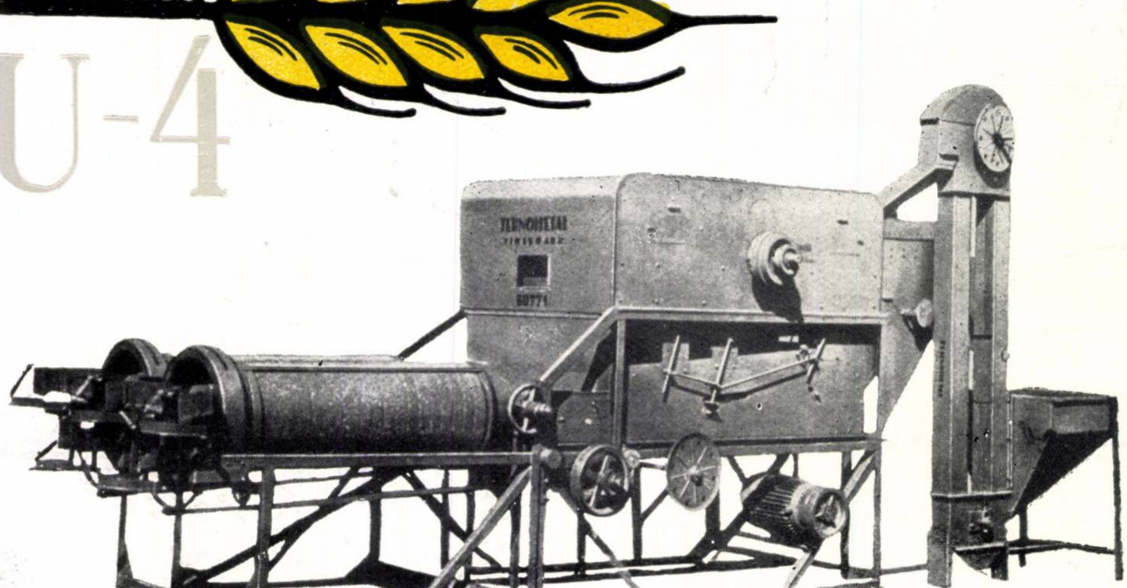
Produce :
- — CONVERTIZOARE HIDRAULICE de cuplu de 175 — 700 CP pentru instalații de foraj
- — FRINE HIDRAULICE cu diametrul rotorului de 15 — 60″
- — TURBOAMBREIAJE HIDRAULICE de 350 CP
- — PREVENITOARE DE ERUPȚIE cu acționare manuală de 6 și 8″ la 210 kgf/cm^2
- — INSTALAȚII DE COMANDĂ HIDRAULICE pentru prevenitoare de erupție hidraulice
- — COMPRESOR DE AER, 1 m^3/min și 12 kgf/cm^2
- — PENE CU ACȚIONARE PNEUMATICĂ
- — DIFERITE UTILAJE PENTRU PROSPECȚIUNI GEOLOGICE
- — DISPOZITIVE PENTRU REGLAREA TURBINELOR DE APĂ

SELECTOR UNIVERSAL

PRODUCTIVITATEA PENTRU DIFERITE CULTURI

Nr. crt.	Felul semințelor	Productivitatea, kg/h	
		produse pentru însămînțări	produse-marfă
1	Grîu	2 000	4 500
2	Secară	1 500	3 200
3	Orz	1 300 — 1 600	3 000 — 3 600
4	Ovăz	1 200	2 700
5	In	700	1 200
6	Trifoliene	500	1 000
7	Floarea-soarelui	1 000	—
8	Semințe de sfeclă	900	—

SU-4



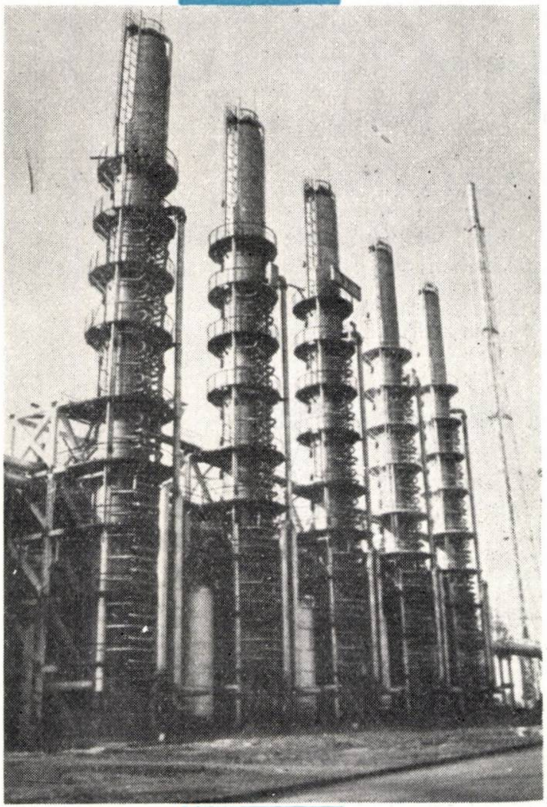
Uzina **TEHNOMETAL**

TIMIȘOARA • STR. GLORIEI, 11 • TELEFON 37 — 06

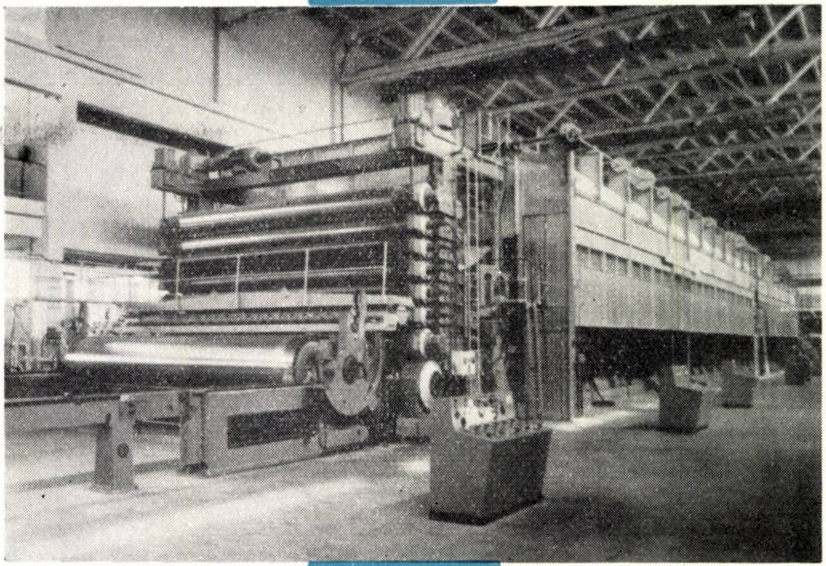
IMB

EXECUTA
LUCRARI DE MONTAJ
PENTRU

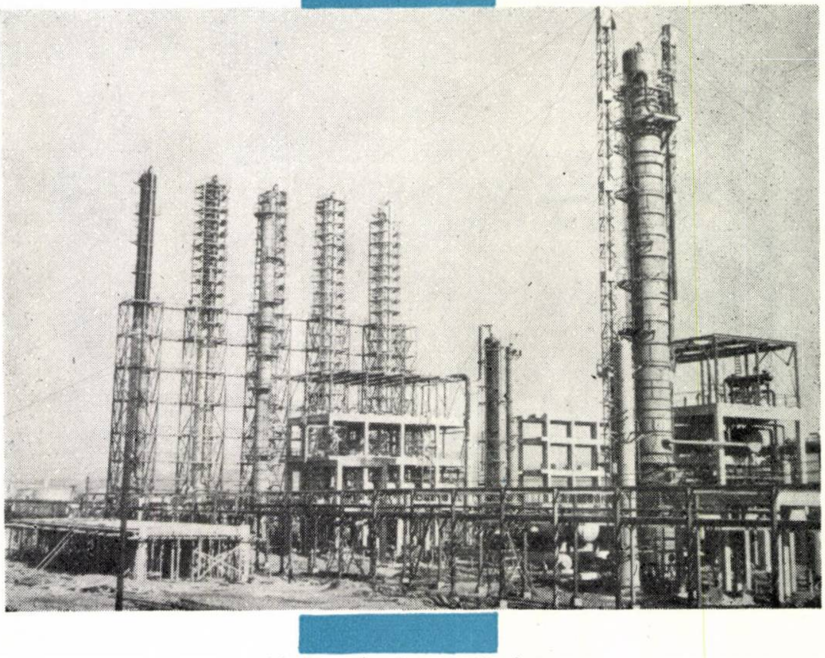
Uzine petrochimice şi rafinării



Fabrici de celuloză şi hirtie



INTREPRINDEREA DE MONTAJE BUCUREŞTI

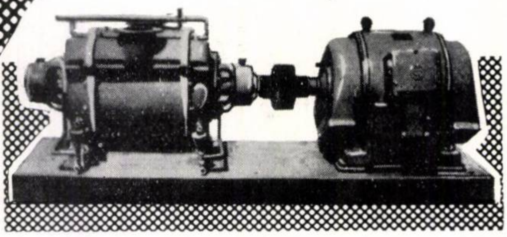


Uzine de îngrăşăminte

Întreprinderea de montaje Bucureşti
B-dul General Magheru nr. 27,
Raion 30 Decembrie
telefon 16.20.61 — 65

UZINA
INDEPENDENȚA
SIBIU

execută:



■ *Unelte pneumatice*

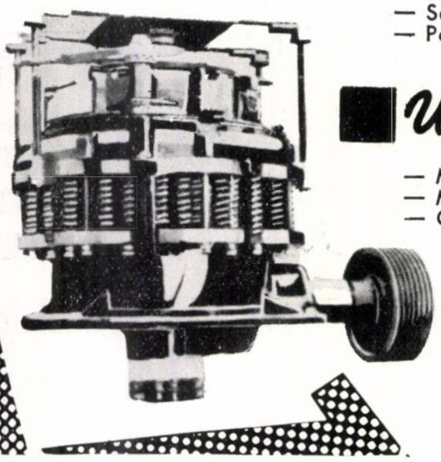
- — Ciocane de abataj și perforatoare
- — Ciocane de nituit
- — Mașini de găurit
- — Bătătoare pentru turnătorii
- — Polizoare manuale etc.

■ *Lanțuri cu role*

pentru industria petrolieră și pentru agricultură

■ *Utilaje pentru industria chimică și petrol*

- — Recipiente sub presiune din oțel carbon sau aliat, bimetal, aluminiu etc.
- — Schimbătoare de căldură — Filtre diferite — Suflante volumice,
- — Pompe de vid — Ventilatoare pentru turnuri de răcire etc.

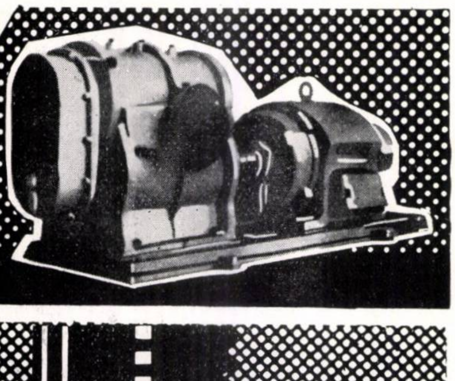


■ *Utilaje pentru turnătorii*

- — Mașini de format
- — Mașini de executat miezuri
- — Cuptoare, cubilouri cu arc, cuptoare pentru tratamente termice etc.

■ *Utilaje pentru industria alimentară*

- — Malaxoare de frămîntat aluat
- — Prese mecano-hidraulice de mare capacitate pentru struguri
- — Strecurătoare rotative
- — Uscătoare rotative pentru cartofi
- — Egropompe etc.



■ *Utilaje pentru trefilarea sîrmei*

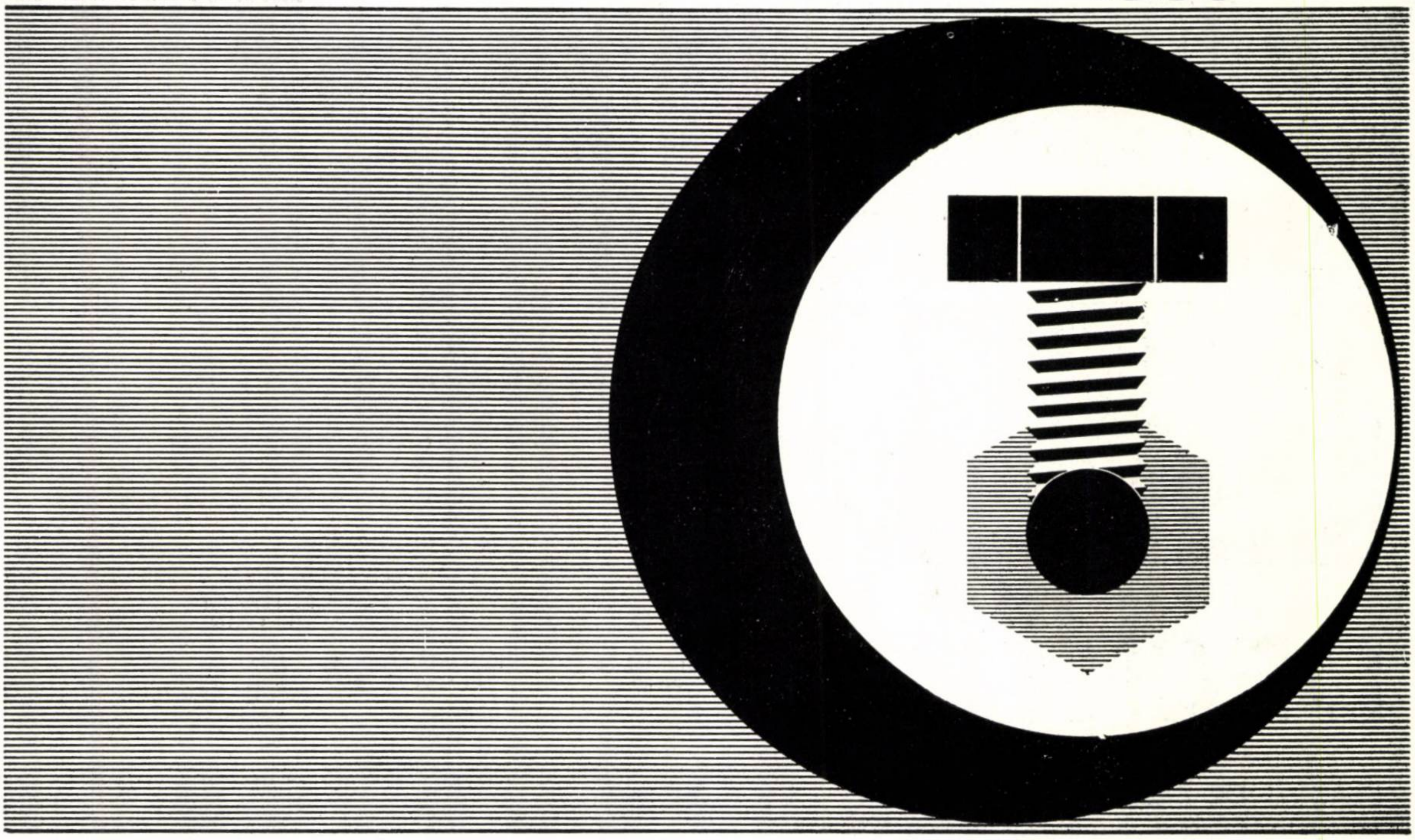
de oțel carbon, cupru, aluminiu etc.

■ *Concasoare și granulatoare*

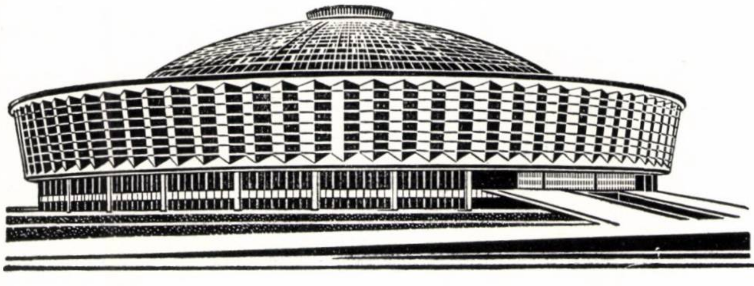
INDEPENDENTA SIBIU

EXPOZITIA TEHNICA A REPUBLICII FEDERALE GERMANE

BUCURESTI 18-30 MAI 1965



Noile realizări dobîndite pe o scară tot mai largă în domeniul științei și tehnicii influențează direct activitatea și viața noastră, raționalizînd-o și simplificînd-o. Expoziția tehnică a Republicii Federale Germane prezintă un rezumat cuprinzător al celor mai noi realizări dobîndite de peste 400 firme importante din Republica Federală Germană în domeniile industriei oțelului și fierului, chimiei, construcțiilor de mașini, electrotehnicii, mecanicii de precizie și opticii.



BDUL. MARASTI 67
(PIATA SCINTEII)

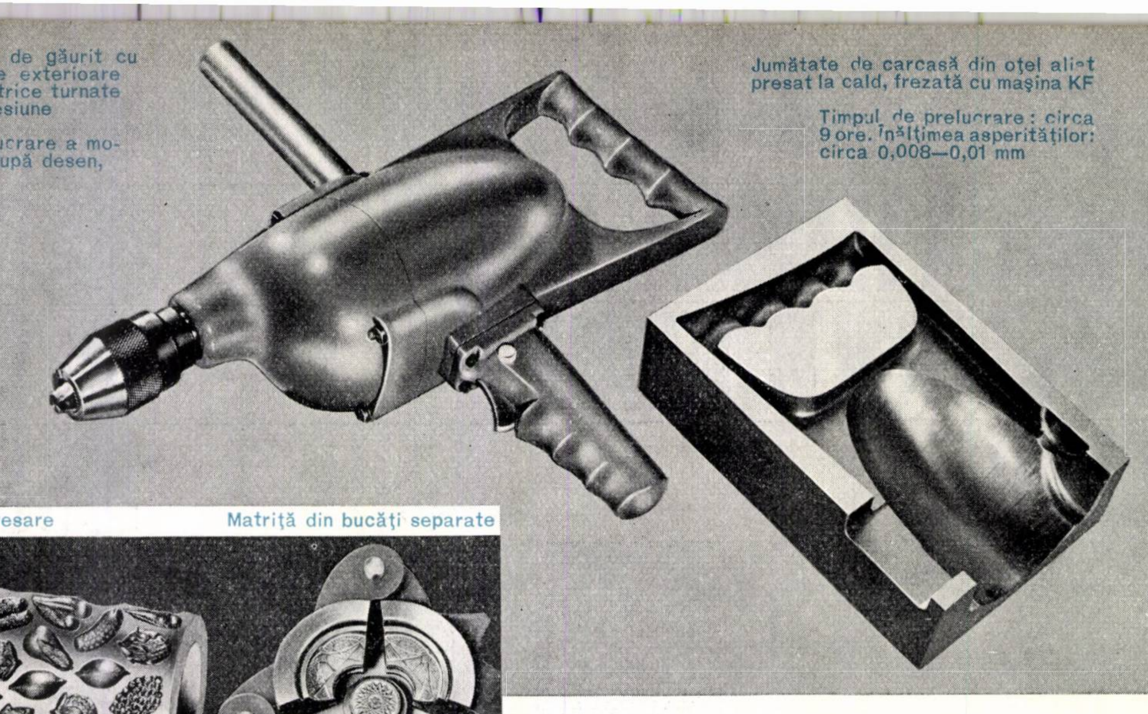
Vizitarea zilnic între orele
10-14 pentru specialiști și
14-19 pentru public

K·F Maşină de găurit cu 5 piese exterioare nesimetrice turnate sub presiune

Timpul de prelucrare a modelului, direct după desen, cu maşina KF: circa 18 ore

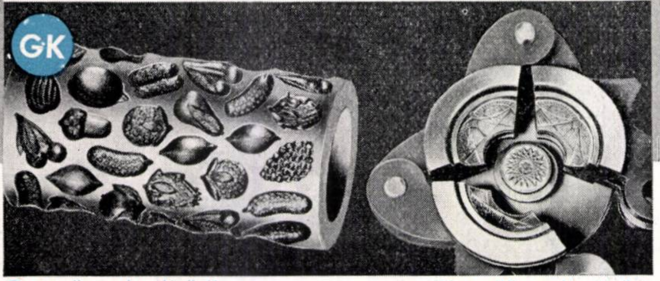
Jumătate de carcasă din oţel aliat presat la cald, frezată cu maşina KF

Timpul de prelucrare: circa 9 ore. Înălţimea asperităţilor: circa 0,008—0,01 mm



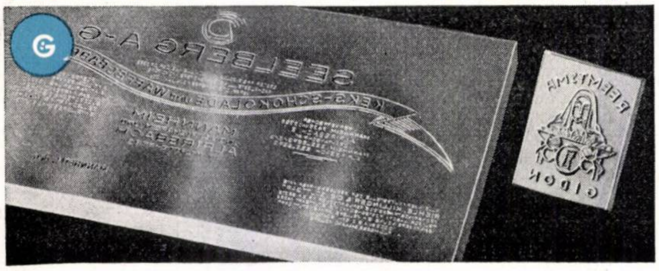
Valţ pentru presare

Matriţă din bucăţi separate



Gravură pentru tipărit

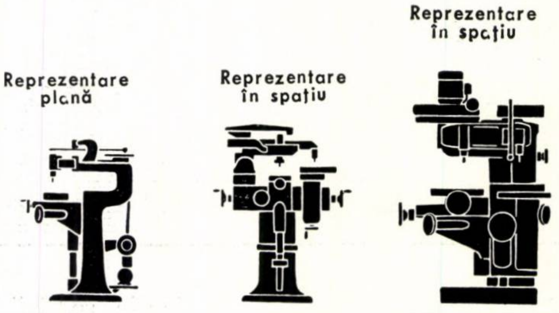
Ştampilă pentru ţigări



ECONOMIC ŞI MULTILATERAL
PENTRU SCULĂRIE ŞI PRODUCŢIE

DECKEL

MAŞINI DE FREZAT MANUAL
PIESE DE ORICE FORMĂ



	G	GK	KF
REPREZENTARE LA SCARA 1:1	▬		▬
MICŞORARE	▬	▬	▬
MĂRIRE		▬	▬
DISPOZITIV DE FREZAT LINIAR			▬
DISPOZITIV DE FREZAT FRONTAL		▬	▬
ECHIPAMENT PENTRU GRAVARE	▬	▬	▬
ARBORE INCLINAT			▬
DISPOZITIV DE FREZAT DUPĂ MODEL			▬
DISPOZITIV DE FREZAT SIMETRIC			▬
SISTEM PENTRU GRAVAT CILINDRIC	▬	▬	▬
CAP DIVIZOR	▬	▬	▬
MASĂ CIRCULARĂ	▬	▬	▬

FRIDRICH DECKEL • MÜNCHEN 25

EXPOZIŢIA TEHNICĂ A REPUBLICII FEDERALE GERMANE LA BUCUREŞTI ÎN PAVILIONUL ROTUND, PARTER, STAND 1, 2 ŞI 3

Forța dv. motoare
BAUER
Reductoare

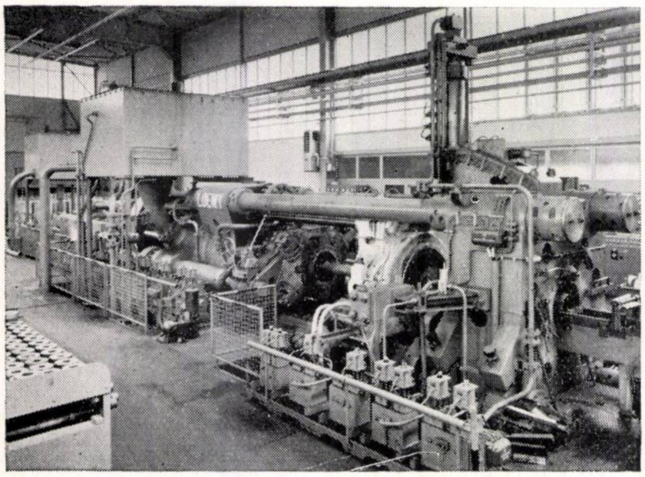
108 12/64

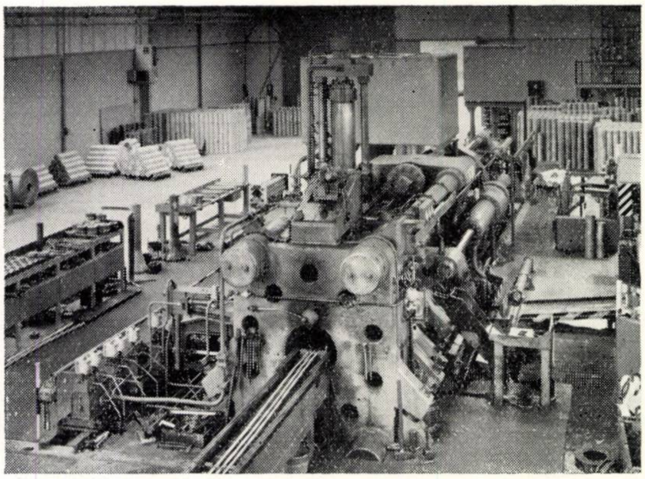
De zeci de ani BAUER și-a luat sarcina de a deschide reductoarelor noi domenii de aplicație, din ce în ce mai numeroase.

Succesele sale sînt bazate pe calitatea produsului, pe asistența tehnică și serviciile aduse clienților. De aceea aproape toate ramurile industriei apreciază astăzi avantajele reductoarelor BAUER pentru antrenarea mașinilor de turație redusă a melanjoarelor și a altor aparate. Multe probleme în legătură cu antrenarea mașinilor mai așteaptă însă o soluționare corespunzătoare. In aceste cazuri trebuie să se acorde încredere experienței dobîndite de BAUER în tehnica antrenării. Veți primi la cerere o documentație detaliată sau veți avea o întrevedere cu unul din consilierii tehnici BAUER care va fi fericit să vă viziteze.

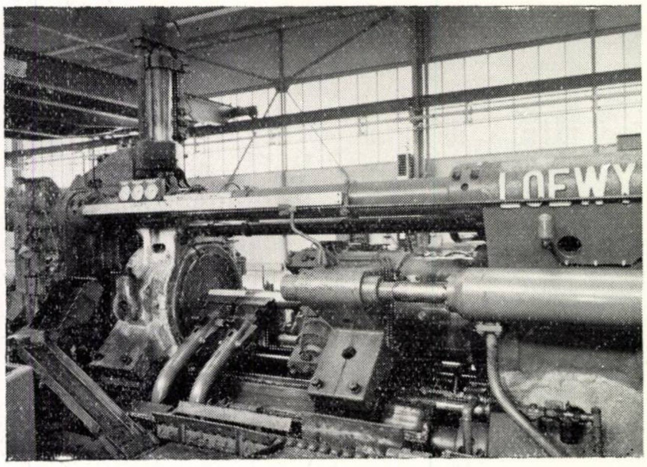
BAUER

Eberhard Bauer · Esslingen-Neckar
REPUBLICA FEDERALĂ
GERMANĂ





LOEWY



Instalaţii complete de presat ţevi şi benzi

CE INSTALAŢII COMPLETE LIVREAZĂ LOEWY?

1. O instalaţie „LOEWY" „MAGNETHERMIC" de preîncălzire a blocurilor la frecvenţa reţelei (la cerere alte feluri de preîncălzire).

2. Un dispozitiv complet automat pentru transportul blocurilor de la instalaţia de încălzire la presă. La cerere poate fi realizată o instalaţie de călire a blocurilor sau pentru alte tratamente.

3. O presă LOEWY individuală complet automatizată cu acţionarea respectivă (presele LOEWY în agregate complete sînt acţionate de pompe la 190, 210 şi 315 at). Pompele pot fi instalate, după dorinţă, pe platforme deasupra presei sau spaţii subterane.

4. Sisteme şi instalaţii speciale LOEWY pentru extragere, de exemplu: benzi fără sfîrşit acoperite cu grafit, pentru transport cu viteze sincronizate sau variabile; mese fixe acoperite cu grafit etc.; de asemenea cele mai noi dispozitive pentru preluarea de pe bandă din mers a produselor presate.

5. Dispozitive pentru transport intermediar, pentru alimentare şi pentru răcire, cu mişcare discontinuă sau continuă.

6. Dispozitive pentru transport intermediar şi – la cerere – dispozitive de debitare automată şi evacuare la mesele de tăiere.

O presă hidraulică (cu ulei) orizontală LOEWY de 2 000 tf, pentru ţevi şi benzi din metale uşoare funcţionează în prezent la Uzinele Metalice Germane Reunite A.G. din Frankfurt am Main. Este una din cele 14 prese livrate de LOEWY, care funcţionează în Germania.

42 instalaţii LOEWY de trefilare pentru sîrme şi benzi sînt în funcţiune.

INGINERI ŞI SPECIALIŞTI VĂ STAU ORICÎND LA DISPOZIŢIE

THE LOEWY ENGINEERING COMPANY LIMITED · BOURNEMOUTH · ENGLAND

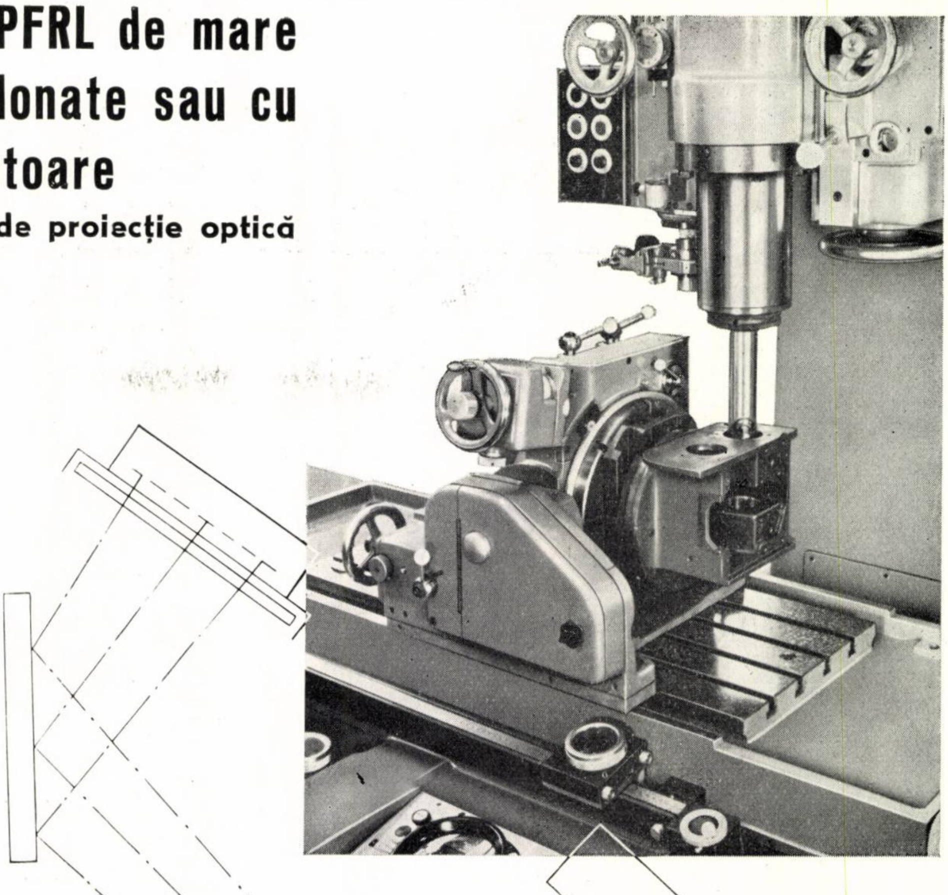
REGD. TRADE MARK

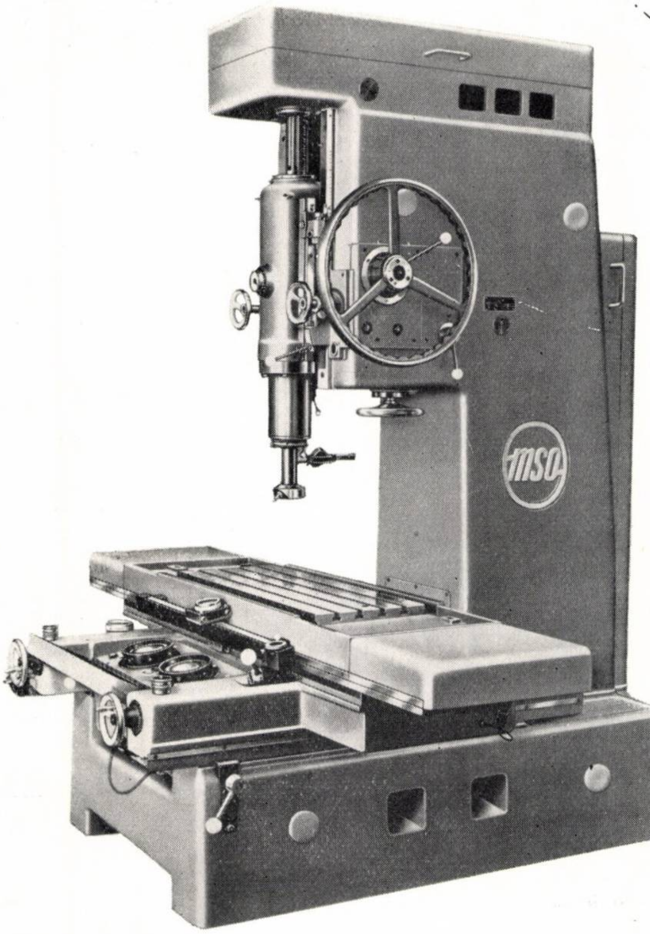
FABRICĂ DE LAMINOARE ŞI PRESE HIDRAULICE

LOEWY m. b. H. — Laminoare şi prese Düsseldorf, Immermannstr. 23 — Republica Federală Germană

Mașini de găurit PFRL de mare precizie, în coordonate sau cu dispozitive indicatoare

cu sistem nou de proiecție optică





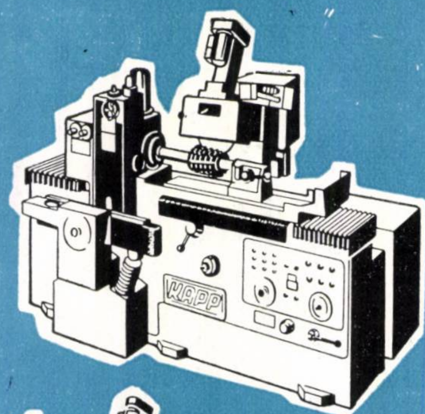
Nici o recalculare a cotelor
Introducerea directă a tuturor valorilor coordonatelor
Aducerea la zero în absolut orice punct
Pînă la 50% economie de timp la reglare și control
Eliminarea necesității instrumentelor de măsură

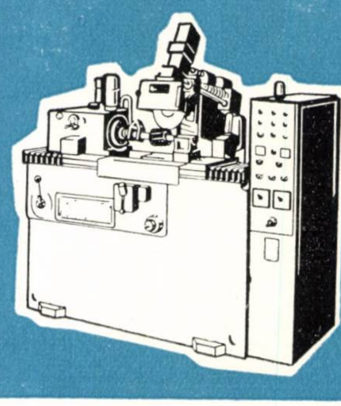
PFRL — mașina de cea mai înaltă precizie pentru fabricația de unicate și de serie

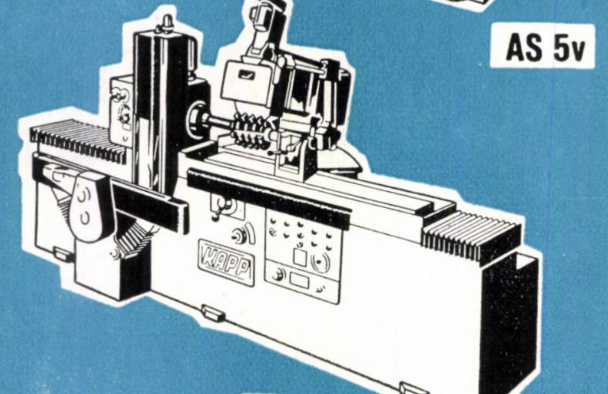
mso werke OFFENBACH AM MAIN

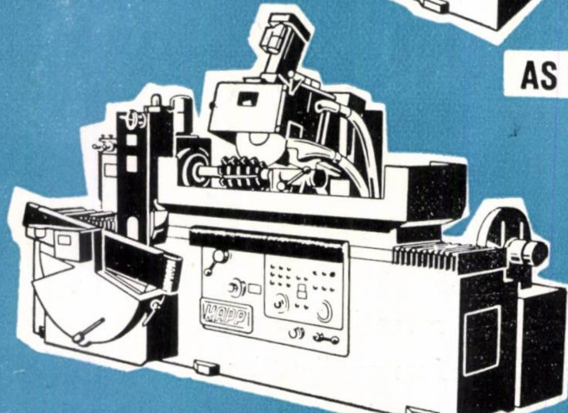
Senefelderstrasse 162, Postfach 37, telefon 80.191. Republica Federală Germană

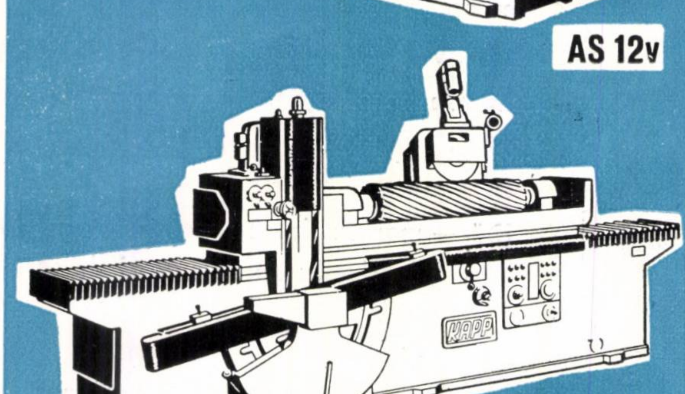
Rectificarea sculelor











Mașini automate pentru

Mașini automate de precizie pentru rectificat freze melc și mașini universale pentru rectificat scule

AS 3v

pentru freze melc de modul 1 pînă la 10, mașina ideală pentru producătorii de freze, pentru uzine de construcții de mașini, reductoare și automobile.

AS 5v

pentru freze melc de modul 1 pînă la 22.

AS 9v

pentru freze melc de modul 1 pînă la 36, de construcție similară tipului AS 5v, diferită numai în ceea ce privește distanța dintre vîrfuri, înălțimea vîrfurilor și greutatea.

AS 12v

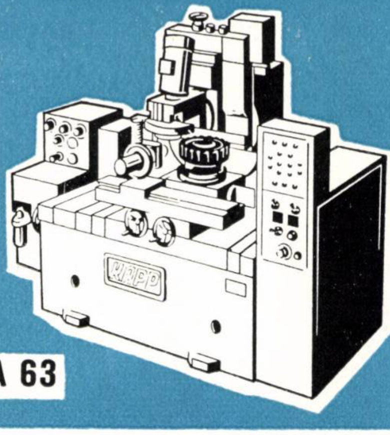
pentru freze melc de modul 1 pînă la 50, cea mai grea mașină de rectificat freze melc care s-a construit în Europa sau în S.U.A.

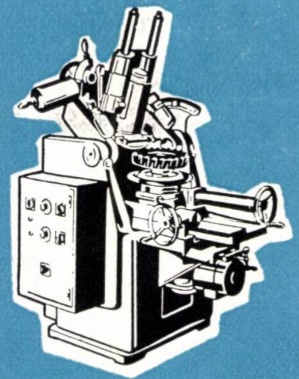
AS18vS

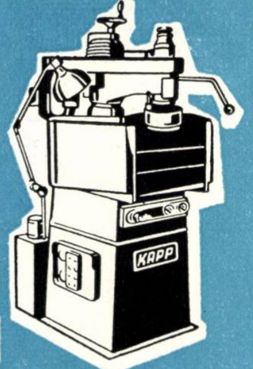
Execuție specială pentru rectificarea automată a frezelor cilindrice lungi și grele utilizate pentru prelucrarea tablelor și plăcilor din metale neferoase ; livrabilă în 6 mărimi diferite ; lungimea maximă a frezei 2 300 mm.

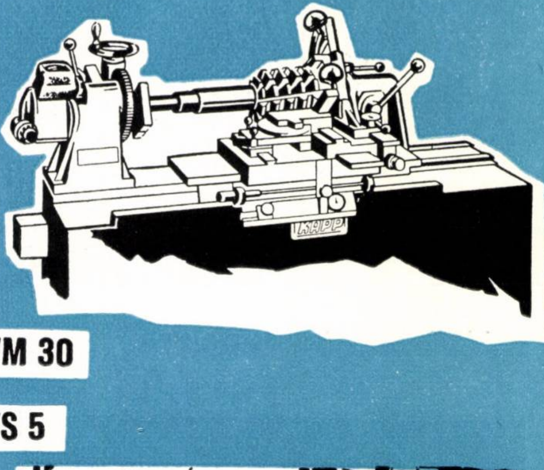
Prezentare și demonstrații la :

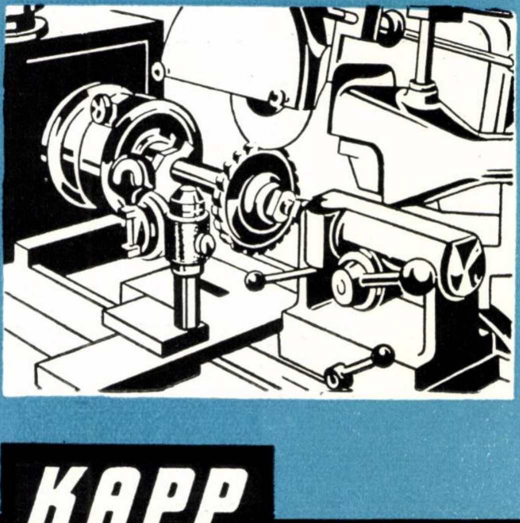
pe maşini KAPP


MSA 63


MSJ 80


FSH


WM 30


TS 5

rectificat capete de frezat

MSA 63 Maşină automată de rectificat capete de frezat pînă la 700 mm Ø.

MSJ 80 Licență Ingersoll (S.U.A.); maşină de rectificat capete de frezat de 50 pînă la 800 mm Ø, cu deservire simplă.

Maşini de rectificat plan

cu ax vertical pentru rectificarea de înaltă precizie a pieselor mici şi mijlocii, unicate sau produse de serie.

FSH 1 Domeniul de rectificare 360×120 mm.

FSH 2 Domeniul de rectificare 480×150 mm.

Instalație de măsurat freze melc

WM 30 pentru diferite posibilități de măsurare după DIN 3968 şi standardele britanice 2062.

Maşină pentru rectificat discuri divizoare

TS 5 pentru discuri divizoare pînă la 300 mm Ø.

EXPOZIȚIA TEHNICĂ

a Republicii Federale Germane

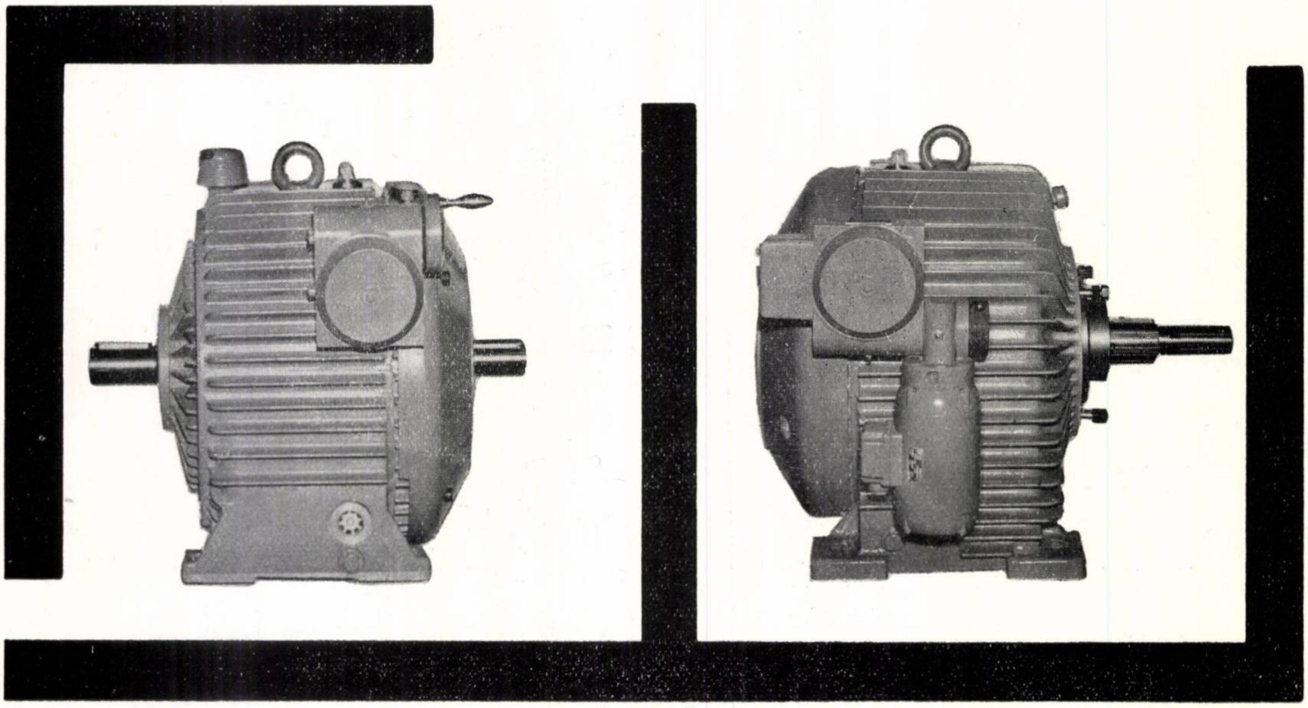
din Bucureşti de la 18 la 30.5.1965

KAPP

MASCHINENFABRIK **KAPP & CO**
8630 COBURG
REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ

Unităţile dv. productive îşi măresc capacitatea de utilizare a puterii prin folosirea variatorului de turaţie TUROSPID.

Dispunem de o mare experienţă în utilizarea în cele mai bune condiţii a dispozitivelor pentru variaţia continuă a turaţiei.



Variatoarele TUROSPID sînt compacte, silenţioase, avînd multe utilizări. Construim variatoare pentru 0,25 — 50 CP, orizontale şi verticale. Reglarea turaţiei se poate efectua manual sau electric de la distanţă. De asemenea, pot fi montate la motoarele şi agregatele dv. Variatorul TUROSPID are utilizare universală, prezentînd un randament superior şi menţinînd o turaţie constantă. Domeniul de reglare este maximum 12.

Numai în Europa sînt în funcţiune mai mult de 100 000 de variatoare TUROSPID.

Siguranţa în funcţionare şi puterea variatoarelor TUROSPID sînt certe.

Vă prezentăm variatoarele

turospid

la

Expoziţia tehnică industrială a Republicii Federale Germane şi vă vom îndruma în cazurile dv. specifice.

EISENWERK WÜLFEL - HANNOVER-WÜLFEL

Căsuţa Poştală 16. Telex. 9 22730
REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ

E. V. HAZEBROUCK KG

FRANKFURT a. M. **BERLIN W**

Vă recomandăm:

– BERLINER MASCHINENBAU – A.G., fost L. SCHWARTZKOPFF, Berlin N 65	Maşini de găurit şi de frezat în coordonate, strunguri revolver de mare productivitate cu masă dreaptă şi mişcare plană.
– OSWALD FORST GmbH, Solingen	Maşini de broşat, broşe, dispozitive de broşat, maşini de ascuţit broşe, hidroagregate.
– HEYLIGENSTAEDT & COMP. GmbH, fabrică de maşini-unelte, Giessen	Strunguri automate de copiat, freze automate de copiat, execuţie cu masă şi cu placă.
– BÉCHÉ & GROHS GmbH, Hückeswagen/Rhld.	Ciocane cu aer, ciocane de matriţat, valţuri de matriţat la cald, prese hidraulice de forjat, maşini de confecţionat şaibe elastice.
– WERKZEUGMASCHINENBAU PRÄZISIONS-TECHNIK GmbH, Wertheim am Main	Maşini de rectificat cu proiectarea profilului (maşini de rectificat profile cu control optic).
– MASING-KIRKHOF GmbH, Dietzenbach-Steinberg bei Offenbach am Main	Maşini de sudat prin puncte, maşini de sudat bombat, maşini de sudat continuu, comenzi electronice, transformatoare, electrozi şi material de sudură.
– WILHELM SIMON KG, Neu-Isenburg bei Frankfurt am Main	Maşini de sfărîmat şpan, de rectificat şi de nuturi, maşini de rectificat burghie spirale.
– HÜMA, HÜTTENWERKS-MASCHINENBAU GmbH, Rheinberg/Rhld.	Manipulatoare de unelte grele, manipulatoare electrohidraulice pentru forje, maşini de încărcat în forme, împingătoare de blocuri cu două motoare, maşini de împins ţagle, vagonete de ridicat.
– BAMMESBERGER & Co., Leonberg bei Stuttgart	Maşini-unelte speciale pentru prelucrare prin aşchiere, maşini de găurit cu mai multe axe.
– FRITZ MÜLLER, fabrică de prese, Esslingen/Neckar	Presă de tras hidraulică cu ulei, rapidă, acţionînd cu dublă sau triplă acţionare, presă de tras hidraulică cu ulei cu suport, prese hidraulice cu ulei cu suport, prese de întins, prese de calibrat, prese hidraulice de orice fel.

Vă rugăm vizitaţi standurile noastre nr. 11, 12 şi 13 la

EXPOZIŢIA INDUSTRIALĂ GERMANĂ

Bucureşti, 18—30 mai 1965

Aşteptăm comenzile dv.!

Acesta este strungul automat de copiat de mare productivitate

HEYCOMAT,

cu programare numerică a informaţiilor de comandă

Întregul proces de lucru este comandat automat.

Timp de reglaj scurt – ca urmare economicitate la serii mici, ca și la producția de masă.

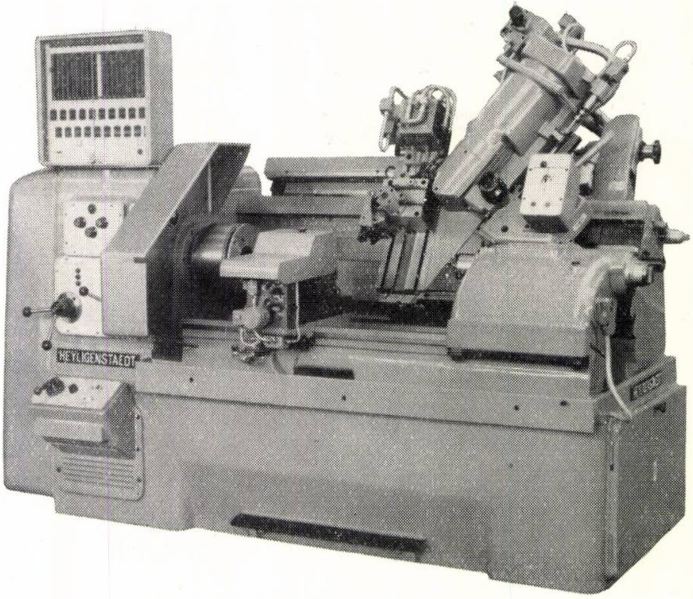
Alte avantaje: avans triplu continuu – cutie de viteze de serie – automat cu șase cuțite.

Vizitați standul nostru nr. 59, la parter.

Vă vom prezenta mașina HEYCOMAT în funcțiune.

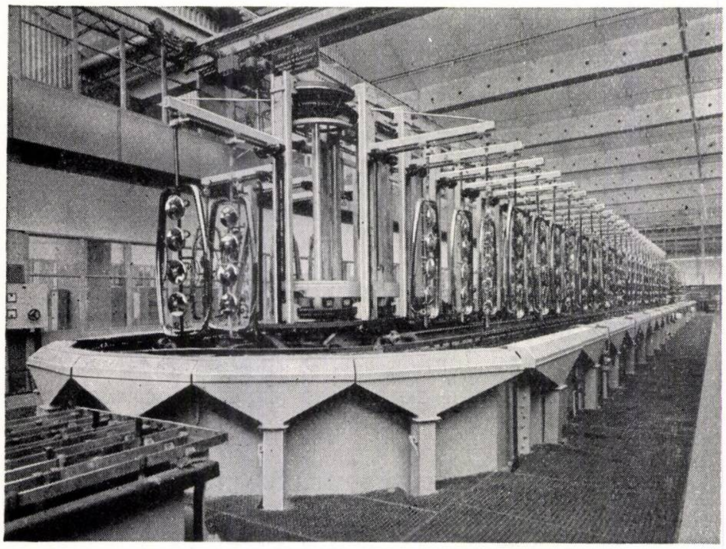
Parter, inelul III

Standul nr. 59



HEYLIGENSTAEDT

REPUBLICA FEDERALĂ GERMANĂ
63 GIESSEN



Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Galvanotehnică modernă

Blasberg livrează:

instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care:
Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la 16 A/dm²
Băi de cromare dură
Băi de cromare cu reglare automată
Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

Băi pentru acoperire cu metale nobile
Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
Băi pentru zincare lucioasă
Băi pentru zincare lucioasă „Helios“ ZF–TR
Băi peutru zincare lucioasă „Helios“ ZF
Băi pentru cositorire lucioasă
Băi pentru cositorire lucioasă „STANNOSTAR“
Eloxal lucios
Paste lichide de şlefuit şi lustruit

Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

18 FIRME CONSTRUCTOARE

din domeniul hidraulicii uleiurilor și al pneumaticii prezintă, la

EXPOZIȚIA TEHNICĂ A R.F.G.

din București de la 18.05—30.05 1965,

unelte și agregate pentru instalații hidraulice cu ulei și pentru instalații de comandă pneumatice, printre care:

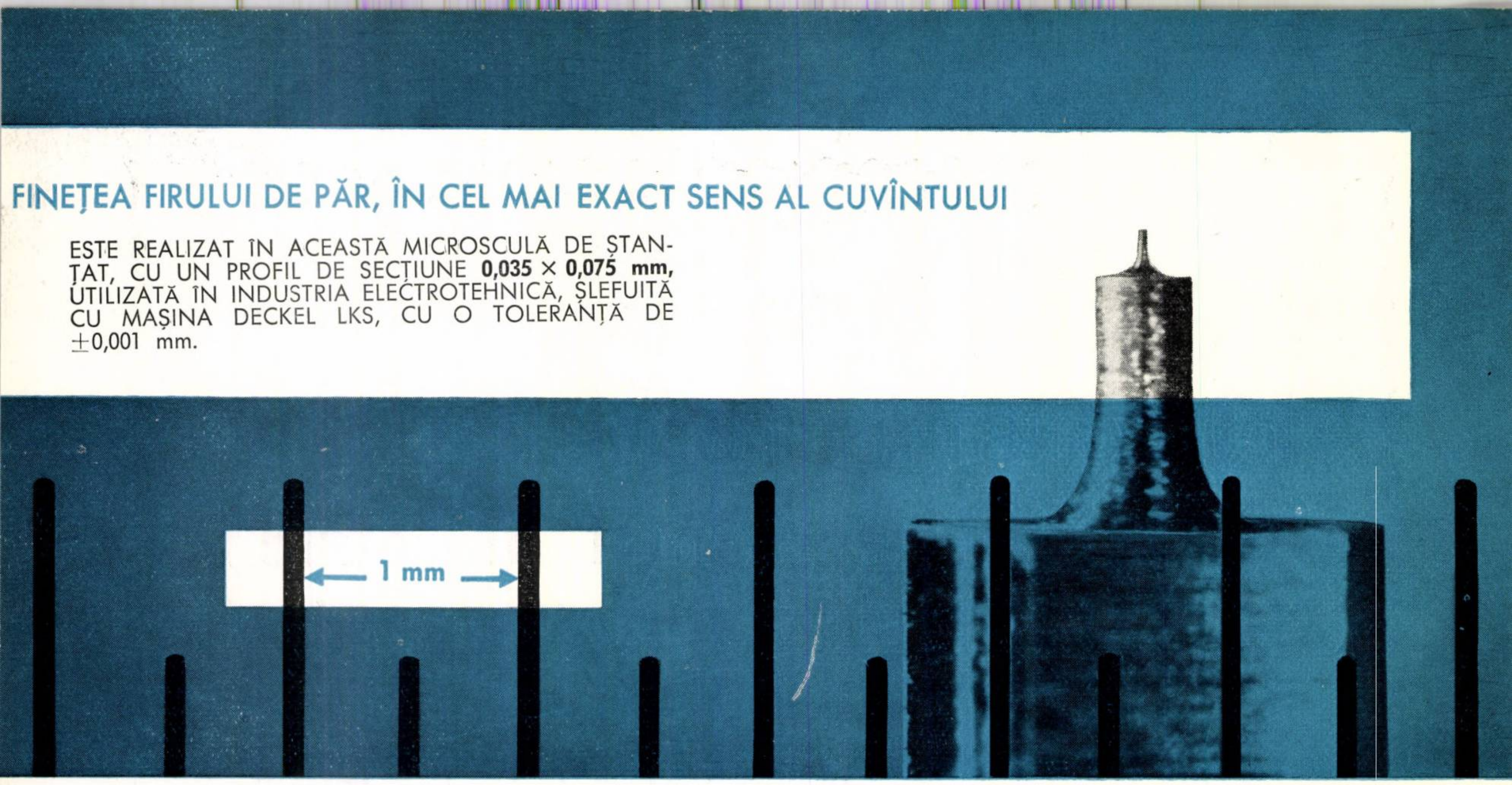
- POMPE, MOTOARE, TRANSMISII HIDROSTATICE, CILINDRI DE LUCRU, ACUMULATOARE DE PRESIUNE, VENTILE, APARATE DE MĂSURĂ ŞI ALTELE.

Informaţii se dau la expoziţie la standurile nr. 201—205 din hala de expunere, la etajul 1, direct sau în scris prin

FACHGEMEINSCHAFT ŐLHYDRAULIK UND PNEUMATIC IN VDMA
6000 FRANKFURT (MAIN)
MENDELSSOHNSTRASSE 73

FINEȚEA FIRULUI DE PĂR, ÎN CEL MAI EXACT SENS AL CUVÎNTULUI

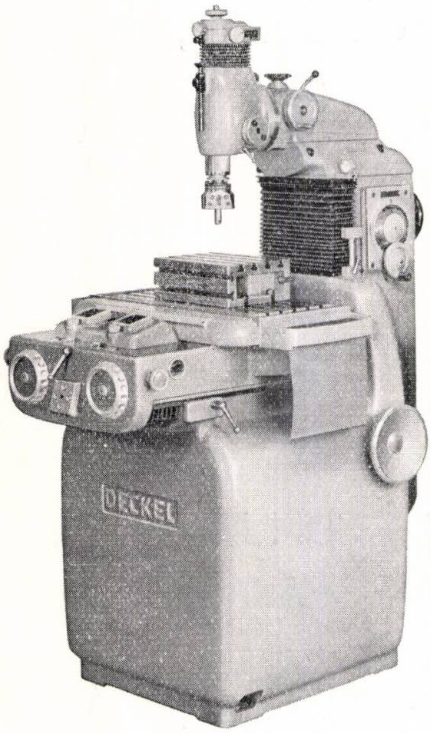
ESTE REALIZAT ÎN ACEASTĂ MICROSCULĂ DE ȘTANȚAT, CU UN PROFIL DE SECȚIUNE **0,035 × 0,075 mm,** UTILIZATĂ ÎN INDUSTRIA ELECTROTEHNICĂ, ȘLEFUITĂ CU MAȘINA DECKEL LKS, CU O TOLERANȚĂ DE ±0,001 mm.



DECKEL-LK

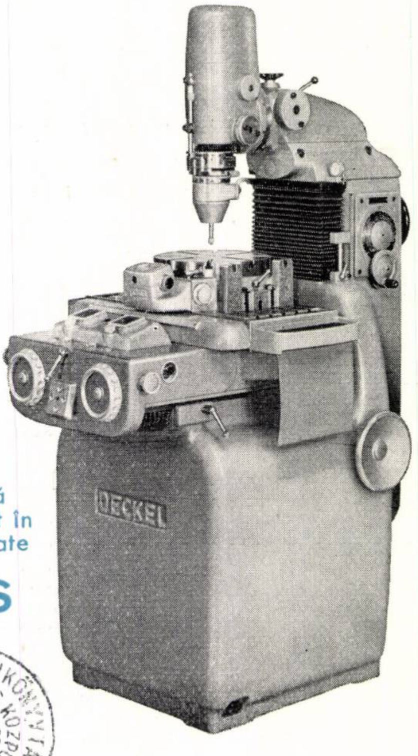
MAȘINI ÎN COORDONATE OPTICE PENTRU GĂURIT ȘI ȘLEFUIT

CU DISPOZITIVE INTERȘANJABILE, ÎN COMBINAȚII MULTIPLE
● CÎTEVA INDICAȚII: COMPENSAREA DILATAȚIILOR TERMICE PENTRU MENȚINEREA PRECIZIEI POZIȚIEI ● DEPLASARE RAPIDĂ ÎN TOATE DIRECȚIILE ● CITIREA DIRECTĂ A VALORILOR COORDONATELOR CU O PRECIZIE DE 1/1000 mm, PRIN PUNERE LA ZERO.



Mașină de găurit în coordonate

LKB



Mașină de șlefuit în coordonate

LKS

PRECIZIA DE CITIRE	0,001 mm
PRECIZIA REGLAJULUI	0,003 mm
SUPRAFAȚA UTILĂ A MESEI	650×300 mm
DIMENSIUNILE MAXIME DE LUCRU	400×254 mm
DIAMETRUL MAXIM DE GĂURIRE (OL 50)	15 mm
DIAMETRUL MAXIM DE ROTIRE	175 mm
DIAMETRUL DE ALEZARE	0,8–125 mm

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

FRIEDRICH DECKEL
MÜNCHEN 25 • PRÄZISIONSMECHANIK UND MASCHINENBAU

EXPOZIȚIA TEHNICĂ A REPUBLICII FEDERALE GERMANE LA BUCUREȘTI, ÎN PAVILIONUL ROTUND, PARTER, STAND 1, 2 ȘI 3

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI
NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, APRILIE 1965, Nr. 4

CUPRINS

RAȚĂ, P. și ACTARIAN, R. : **Rotoare și statoare din materiale plastice pentru turbine de foraj.** 181

SULEA, P. : **Considerații asupra rezistenței la uzură și coeficientului de frecare a unor materiale aglomerate ca înlocuitoare ale fontei la saboții-talpă pentru vagoane de tramvai.** 189

DRĂGULIN, M. și SFINȚEANU, D. : **Metode pentru reducerea uzurii segmenților și cilindrilor motoarelor cu ardere internă.** 195

ENGEL, H. : **Valoarea nominală și toleranța unei cote în tehnologie.** 199

VAIDA, A. : **Pregătirea și înregistrarea programului la mașinile-unelte cu comanda după program.** 203

PAVEL, A. : **Contribuții la calculul îmbinărilor prin flanșe.** 208

GRADIN, Gh. : **O nouă metodă pentru calculul durității materialelor.** 215

DOCUMENTARE 224

RECENZII 230

CRONICĂ 232

REVISTA REVISTELOR 234

Redactori responsabili : prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R. și conf. ing. M. Soare.
Redactor : ing. E. Petrescu.

CZ. 622.243.92 : 621–253 : 678.06

Rață, P. și *Actarian, R.* : **Rotoare și statoare din materiale plastice pentru turbine de foraj.**

Se analizează avantajele rotoarelor și statoarelor pentru turbine de foraj din materiale plastice și se prezintă realizările respective din R.P.R.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 4, p. 181–188

CZ 625.52–592.112 : 678.06 : 539.538 : 539.62

Sulea, P. : **Considerații asupra rezistenței la uzură și coeficientului de frecare a unor materiale aglomerate ca înlocuitoare ale fontei la saboții-talpă pentru vagoane de tramvai.**

Se prezintă rezultatele încercărilor de laborator și de exploatare pentru saboți-talpă din materiale aglomerate utilizați la vagoanele de tramvai.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 4, p. 189–195

CZ 621.431–222–762.63: 539,538

Drăgulin, M. și *Sfințeanu, D.* : **Metode pentru reducerea uzurii segmenților și cilindrilor motoarelor cu ardere internă.**

Se evidențiază metodele pentru reducerea uzurii segmenților și cilindrilor motoarelor cu ardere internă, aplicate în Uzinele 23 August.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 4, p. 195–198

CZ 621.753.1

Engel, H. : **Valoarea nominală și toleranța unei cote în tehnologie.**

Se propune o soluție simplă pentru cotarea și tolerarea dimensiunilor în cadrul planurilor operaționale, care să elimine posibilitatea unei interpretări greșite.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 4, p. 199–203

CZ 621.9–503.55

Vaida, A. : **Pregătirea și înregistrarea programului la mașinile-unelte cu comanda după program.**

Se evidențiază utilitatea introducerii și utilizării comenzii după program la mașini-unelte.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 4, p. 203–207

CZ 621.643.412.001.24

Pavel, A. : **Contribuții la calculul îmbinărilor prin flanșe.**

Se prezintă o metodă pentru calculul îmbinărilor în cazul racordării flanșelor plate rigide cu membrane cilindrice subțiri.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 4, p. 208–215

CZ 539.53

Gradin, Gh. : **O nouă metodă pentru calculul durității materialelor.**

Se propune o metodă simplă și comodă pentru determinarea durității materialelor.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 4, p. 215–223

DIN NUMĂRUL VIITOR

Botez, E. : **Unele precizări cu privire la avans și viteza de avans.**

Lăzărescu, I. și *Abrudan, G.* : **Asupra posibilității de prelucrare a profilelor circulare.**

Ghilezan, A. : **Mărirea productivității mașinilor-unelte prin modernizare.**

Sandu, I. : **Unele aspecte ale dinamicii preselor mecanice în timpul procesului de decupare cu ștanțe avînd muchii tăietoare paralele și joc normal.**

Guja, N. : **O metodă productivă de prelucrare a cuțitelor pentru dantura conică curbă.**

Găină, Gh. : **Sensibilitatea dispozitivelor hidraulice de copiat la strunguri.**

Simionescu, M. : **Modernizarea mașinii de ascuțit filiere.**

Aelenei, M. : **Aparat pentru determinarea rapidă a uzurii cuțitelor, direct pe strung.**

Revista CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din R.P.R. — Redacția și administrația, București, str. Ion Ghica nr. 3, raion T. Vladimirescu. Telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice în contul nostru de virament 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie M.I.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice — București. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8.
Tiparul: I. P. „Informația", str. Brezoianu nr. 23–25, București. c. 858.
Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 622.243.92 : 621–253 : 678.06

Раца, П. и *Актариян, Р.:* **Пластмассовые роторы и якори буровых турбин.**

Анализируются преимущества пластмассовых роторов и якорей для буровых турбин и освещаются успехи отечественной промышленности в этой области.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, стр. 181–188

ДК 625.62–592.112 : 678.06 : 539.538 : 539.62

Шуля, П.: **О сопротивлении на износ и коэффициенте трения ряда агломерированных материалов, применяемых в качестве заменителей чугуна в рельсовых башмаках для трамвайных вагонов.**

Приводятся результаты лабораторных и эксплуатационных испытаний рельсовых башмаков из агломерированных материалов, применяемых на трамвайных вагонах.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, стр. 189–195

КД 621.431–222–762.63 : 539.538

Дрэгулин, М. и *Сфинциану, Д.:* **Методы снижения износа колец и цилиндров двигателей внутреннего сгорания.**

Рассматриваются методы снижения износа колец и цилиндров двигателей внутреннего сгорания, применяемые на заводе им. 23 Августа.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, стр. 195–198

ДК 621.753.1

Энгель, Х.: **Номинальная величина и допуск размеров в технологии.**

Предлагается несложный способ определения размеров и допусков ив рамках операционных планов, исключающих возможность ошибочной интерпретации.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, стр. 199–203

ДК 621.9–503.55

Вайда, А.: **Подготовка и регистрация программы на станках с программным управлением.**

Подчеркивается целесообразность внедрения и применения программного управления на станках.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, стр. 203–207

ДК 621.643.412.001.24

Павел, А.: **К вопросу расчета флянцевых соединений.**

Описывается метод расчета соединений плоских жестких флянцев с тонкими цилиндрическими мембранами.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, стр. 208–215

ДК 539.53

Градин, Г.: **Новый метод расчета твердости материалов.**

Предлагается несложный и практичный метод определения твердости материала.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, стр. 215–223

DK 622.243.92 : 621–253 : 678.06

Rață, P. und *Actarian, R.*: **Laufräder und Statoren aus Kunststoffe für Bohrturbinen.**

Im Aufsatz werden die Vorteile der aus Kunststoffe hergestellten Laufräder und Statoren für Bohrturbinen analysiert. Ferner werden die in der RVR erzielten Ergebnisse dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 4, S. 181–188

DK 625.62–592.112.678.06 : 539.538 : 539.62

Sulea, P. : **Betrachtungen über die Verschleissfestigkeit und den Reibungskoeffizienten agglomerierter Werkstoffe, als Ersatz des Gusseisens für Bremsschuhe der Strassenbahnwagen.**

Es werden die Labor-und Betriebsversuche mit Strassenbahnbremsschuhen aus agglomeriertem Werkstoff dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 4, S. 189–195

DK 621.431–222–762.63 : 539.538

Drăgulin, M. und *Sfinţeanu, D.* : **Verfahren zur Verminderung des Verschleisses der Kolbenringe und Zylinder bei Brennkraftmotoren.**

Es werden die Verfahren zur Verminderung des Verschleisses von Kolbenringen und Zylindern der Brennkraftmotoren dargelegt, die in den „23 August"-Werken angewandt werden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 4, S. 195–198

DK 621.753.1

Engel, H. : **Nominalwert und Toleranz einer Quote in der Technologie.**

Der Verfasser schlägt eine einfache Lösung für die Quotierung und Toleranz der Dimensionierung im Rahmen von Operativplänen von die die Möglichkeit einer falschen Auswertung ausscheidet.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 4, S. 199–203

DK 621.9–503.55

Vaida, A. : **Vorbereitung und Speicherung des Programms bei programmgesteuerten Werkzeugmaschinen.**

Es wird die Nützlichkeit der Einführung und Anwendung der Programmsteuerung bei Werkzeugmaschinen unterstrichen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 4, S. 203–207

DK 621.643.412.001.24

Pavel, A. : **Beiträge zur Berechnung der Flanschverbindungen.**

Der Verfasser beschreibt ein Verfahren zur Berechnung der Verbindungen beim Anschluss der flachen starren Flanschen an dünne zylindrische Membrane.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 4, S. 208–215

DK 539.53

Gradin, Gh. : **Ein neues Verfahren für die Berechnung der Werkstoffestigkeit.**

Es wird ein einfaches und leicht anwendbares Verfahren zur Berechnung der Werkstoffestigkeit vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 4, S. 215–223

CD 622.243.92 : 621–253 : 678.06

Raţă, P. et *Aclarian, R.* : **Rotors et stators en plastique pour les turbines de forage.**

Les auteurs analysent les avantages offerts par les rotors et les stators en plastique pour les turbines de forage et décrivent les réalisations respectives roumaines.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 4, p. 181–188

CD 625.62–592.112 : 678.06 : 539.538 : 539.62

Sulea, P. : **Considérations sur la résistance à l'usure et le coefficient de frottement de certains matériaux agglomérés employés comme succedanés de la fonte pour les sabots-patins des wagons de tramway.**

On présente les résultats des essais de laboratoire et d'exploitation concernant les sabots-patins en matériaux agglomérés qui font partie de l'équipement des wagons de tramway.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 4, p. 189–195

CD 621.431–222–762.63 : 539.538

Drăgulin, M. et *Sfinţeanu, D.* : **Méthodes pour la réduction de l'usure des segments et des cylindres des moteurs à combustion interne.**

On expose les méthodes qui servent à réduire l'usure des segments et des cylindres des moteurs à combustion interne, appliquées par les usines „23 August" de Bucarest.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 4, p. 195–198

CD 621.753.1

Engel, H. : **La valeur nominale et la tolérance d'une cote dans la technologie.**

On propose une solution simple pour établir la cote et la tolérance des dimensions, qui permet d'éviter les interprétations erronées.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 4, p. 199–203

CD 621.9–503.55

Vaida, A. : **La préparation et l'enregistrement du programme des machines-outils à commande-programme.**

On démontre l'utilité de l'introduction et de l'emploi de la commande-programme pour les machines-outils.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 4, p. 203–207

CD 621.643.412.001.24

Pavel, A. : **Contributions au calcul des joints à brides.**

On présente une méthode pour le calcul des joints lors du raccord des brides plates et rigides à membranes cylindriques minces.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 4, p. 208–215

CD 539.53

Gradin, Gh. : **Une nouvelle méthode pour le calcul de la dureté des matériaux.**

Une méthode simple et commode pour déterminer la dureté des matériaux.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 4, p. 215–223

DC 622.243.92 : 621–253 : 678.06

Raţă, P. and *Aclarian, R.* : **Plastics-made rotors and stators for drilling turbines.**

The advantages of plastics-made rotors and stators for drilling turbines are analysed and some achievements obtained in the R.P.R. are presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, p. 181–188

DC 625.62–592.112 : 678.06 : 539.538 : 539.62

Sulea, P. : **Some considerations concerning the wear resistance and the friction coefficient of some agglomerated materials as substitutes for cast iron in the tramcar sole-shoes.**

The results are given of laboratory and exploitation tests concerning the behaviour of some tramcar sole-shoes made of agglomerated materials.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, p. 189–195

DC 621.431–222–762.63 : 539.538

Drăgulin, M. and *Sfinţeanu, D.* : **Some ways of reducing the wear of segments and cylinders in the internal-combustion engines.**

Some information is given concerning the methods applied at the „23 August" Works to reduce the wear of segments and cylinders in internal-combustion engines.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, p. 195–198

DC 621.753.1

Engel, H. : **The nominal value and tolerance of dimensions in technology.**

A simple solution has been suggested for establishing and tolerating the dimensions within the framework of operational plans likable to eliminate the possibility of erroneous interpretations.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, p. 199–203

DC 621.9–503.55

Vaida, A. : **Preparing and recording the programme in machine tools with programmed control.**

The necessity of introducing and using the programmed control in machine tools is emphasized.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, p. 203–207

DC 621.643.412.001.24

Pavel, A. : **Contributions to the calculus of flange joints.**

A method of calculating the flanges with special reference to the connection of rigid flat flanges with thin cylindrical membranes is described.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, p. 208–215

DC 539.53

Gradin, Gh. : **A new method of calculating the durity of the materials.**

A simple and easily applicable method of determining the durity of the materials is suggested.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 4, p. 215–223

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1383

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.

ANUL XVII, APRILIE 1965, Nr. 4

CZ 622.243.92: 621–253: 678.06

Rotoare şi statoare din materiale plastice pentru turbine de foraj

P. RAŢĂ şi R. ACTARIAN

Turbina de foraj este un motor hidraulic destinat forării găurilor de sondă. Din punct de vedere constructiv este o turbină axială, multietajată (100–300 trepte), cu reacţie şi palete profilate.

Fiecare treaptă constă dintr-un stator şi un rotor; statoarele se fixează pe carcasă, iar rotoarele se montează pe arborele ce transmite mişcarea de rotaţie a sapei.

Paletele înclinate cu un anumit unghi faţă de arbore sînt distribuite uniform în canalele rotorului şi statorului formînd reţele de profile orientate în direcţii opuse, stînga-dreapta.

Momentul de torsiune ce apare în rotorul fiecărui etaj este transmis arborelui datorită forţelor de frecare ce iau naştere între suprafeţele frontale ale butucilor discurilor ce formează rotorul, strînse cu ajutorul unei piuliţe cu un moment de strîngere de 800 – 1 000 kgfm.

Lagărele axiale şi cele radiale ale turbinei de foraj sînt confecţionate din cauciuc vulcanizat pe metal, construcţie capabilă să reziste în condiţiile impuse de regimul de foraj; prezenţa fluidului de foraj elimină necesitatea unei ungeri speciale.

Momentul de reacţiune care apare în stator este transmis la garnitura de prăjini prin intermediul corpului turbinei şi al unui cuplaj de legătură.

Rotoarele şi statoarele sînt piesele cele mai importante ale turbinei, influenţînd pe de o parte randamentul total, iar pe de altă parte reprezentînd ponderea valorică cea mai importantă atît în cadrul construcţiei respective, cît şi ca piese de schimb.

Se constată din exploatare că peste 60% din valoarea totală a pieselor de schimb este constituită de rotoare şi statoare.

Principalele dificultăţi tehnologice la realizarea rotoarelor şi statoarelor sînt următoarele:

— necesitatea umplerii cu metal a reţelelor de palete profilate a căror grosime este între 1,2 şi 2,2 mm determină un consum mare de manoperă pentru prepararea amestecurilor de formare şi pentru formarea propriu-zisă, cum şi dispozitive complicate;

— necesitatea asigurării din turnare a unei rugozităţi care să nu depăşească 100 μm pentru suprafeţele paletelor şi canalelor de circulaţie; această condiţie a impus folosirea unor amestecuri de model diferite pentru palete şi restul piesei, fapt care determină complicaţii tehnologice importante (datorită formei complexe nu se putea realiza o tasare uniformă a amestecului, obţinîndu-se o suprafaţă rugoasă);

—necesitatea asigurării din turnare a dimensiunilor paletelor ţinînd seamă de profilul şi de orientarea lor în spaţiu.

Datorită acestor dificultăţi apăreau numeroase defecte care influenţau negativ comportarea în exploatare a turbinelor de foraj.

Defectele mai frecvente erau următoarele: rugozitate relativ mare; palete cu goluri, lipsuri, pori sau crăpături; diferenţe dimensionale în ce priveşte paletele şi pasul; durităţi necorespunzătoare.

În felul acesta se înregistra pe de o parte un procent relativ mare de rebuturi, iar pe de altă parte şi o comportare nesatisfăcătoare în exploatare.

Considerentele menţionate au dus la necesitatea înlocuirii tehnologiei actuale, studiindu-se posibilitatea realizării rotoarelor şi statoarelor din materiale plastice.

Din punct de vedere economic, realizarea rotoarelor şi statoarelor din material plastic determină pe de o parte reducerea substanţială a preţului de cost al turbinei, a costului pe metru forat şi reducerea încărcării turnătoriei de oţel şi a atelierelor prelucrătoare, iar pe de altă parte obţinerea unor randamente de foraj mărite, paletele avînd un profil corect, fără rugozitățile inerente la piesele din oțel turnat.

Dacă se ține seamă că se consumă anual circa 200 000 perechi rotoare-statoare, utilizîndu-se circa 1 000 t de metal, problema capătă o importanță deosebită.

Încercări pentru utilizarea materialelor plastice la confecționarea rotoarelor și statoarelor pentru turbinele de foraj au fost făcute în U.R.S.S. începînd din anul 1958.

În acest scop s-au studiat și elaborat condițiile de lucru pentru diferite materiale plastice la Institutul Unional de cercetări pentru probleme de foraj (VNIIBT, Moscova).

Rotoarele și statoarele executate la început din kapron nu au dat rezultate corespunzătoare, materialul umflîndu-se în apă.

În anul 1960 au fost executate primele turbine de foraj echipate cu rotoare și statoare din polipropilenă, care au permis obținerea unor rezultate promițătoare.

În cursul anilor 1959—1961 în unitățile de foraj din Republicile unionale Bașchiria și Tataria s-au forat peste 100 000 m cu turbine de foraj echipate cu rotoare și statoare din polipropilenă.

În prezent, peste 30% din noile turbine de foraj produse de uzinele din U.R.S.S. sînt echipate cu rotoare și statoare din materiale plastice.

În construcția respectivă, rotoarele și statoarele sînt realizate din două părți : discul stator este format dintr-o coroană metalică cu patru nuturi în care se presează partea paletată executată din material plastic ; discul rotor este format dintr-un butuc de metal, de asemenea prevăzut cu patru nuturi în care se presează rotorul executat din material plastic.

În prezent, în U.R.S.S. se experimentează turbine de foraj echipate cu rotoare și statoare executate din policarbonat.

Specialiștii sovietici intenționează folosirea kapronului armat cu fibre din sticlă care, la primele încercări, a dat rezultate satisfăcătoare.

În Franța au fost, de asemenea, încercate materiale plastice pentru confecționarea rotoarelor și statoarelor.

Din informații destul de sumare rezultă că materialele utilizate sînt polipropilena și policarbonatul.

Rotoarele și statoarele din material plastic executate în R.P.R. au o construcție specială arătată în figurile 1 și 2.

În figura 1 apare un disc stator format din coroana metalică completată cu una din material plastic, iar în figura 2 — un rotor format dintr-un butuc metalic și o coroană paletată din material plastic.

Soluția constructivă a fost impusă de repartizarea eforturilor în piesele respective.

Principalele eforturi care iau naștere în timpul asamblării turbinelor de foraj sînt preluate de butucul rotorului, respectiv de coroana statorului, care au trebuit să fie deci construite din metal.

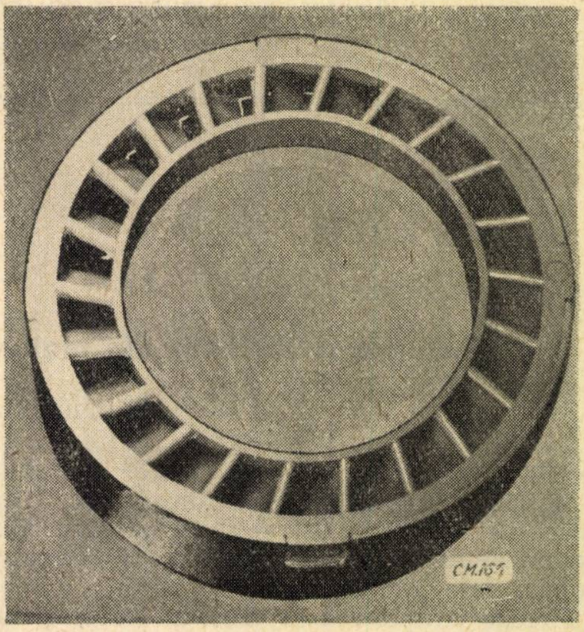


Fig. 1

Sarcinile care acționează asupra porțiunii paletate în timpul funcționării sînt relativ mici și pot fi preluate de acestea, chiar în cazul cînd sînt executate din materiale plastice.

În cele ce urmează se arată ipotezele de calcul care au stat la baza acestor forme constructive.

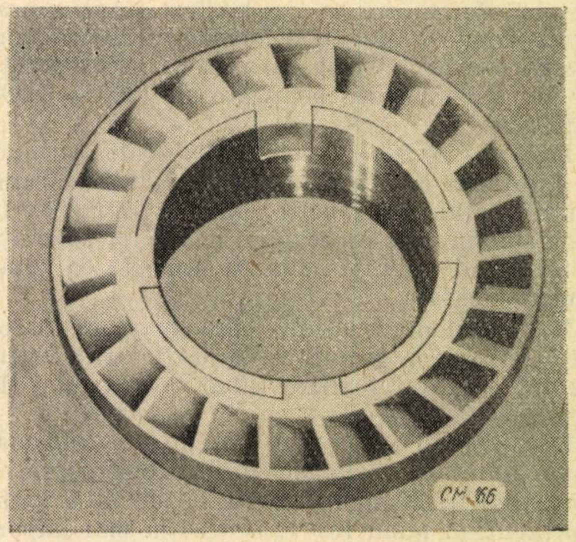


Fig. 2

Ecuația de calcul pentru determinarea efortului specific de strîngere a statorului este [1] :

$$P_s = m\,\frac{M_t}{\mu\, d_s} + \frac{1}{2}\left(F_s\,\frac{S_s}{S_s+S_c} + F_a + G_{rot}\right),\ \text{kgf/cm}^2,$$

unde :

m este coeficientul de siguranță ($m > 1$) ;

M_f — momentul de frînare la blocarea sapei ;

d_s — $\frac{D-D_1}{2}$, diametrul mediu al coroanei metalice a statorului ;

μ — coeficientul de frecare dintre fețele frontale ($\mu = 0{,}04 \div 0{,}055$) ;

S_s — suprafața secțiunii de reazem a coroanei statorului $\left(F = \frac{\pi (D - D_1)^2}{4}\right)$;

S_c — suprafața secțiunii corpului ;

F_a — efortul hidraulic axial total care acționează asupra axului ;

G_{rot} — greutatea pieselor în rotație ;

F_s — efortul hidraulic datorit căderilor de presiune în statoare.

În mod asemănător se prezintă și ecuația de calcul pentru efortul de strîngere a rotorului :

$$P_r = m \frac{M_f}{\mu d_r} + \frac{1}{2}\left(a_2 F_a \frac{S_a}{S_a + S_b} + \right.$$

$$\left. + \left(T_{max} - G_{rot} - F_a \frac{S_b - S_a}{S_b + S_a}\right)\right),$$

unde :

d_r — $\frac{D_2 - D_3}{2}$, diametrul mediu al butucului rotorului ;

S_a — suprafața secțiunii axului ;

S_b — suprafața secțiunii butucului rotorului ;

a_2F_a — efortul hidraulic din cauza căderii de presiune în rotor ;

T — efortul reacției tălpii.

Ținînd seamă de eforturile stabilite la strîngerea niplului și de momentul de frînare pentru un debit maxim, se determină raportul dintre coeficienții m și μ care intră în formulele de calcul, obținîndu-se :

$$\frac{m}{\mu} = \left[p_s - \frac{1}{2}\left(\frac{S_s}{S_s + S_c} - F_s - F_a - G_{rot}\right)\right]\frac{d_s}{M_f}.$$

Înlocuind datele pentru diferite tipuri de turbine de foraj s-au obținut caracteristicile tehnice și funcționale pentru o serie de turbine de foraj fabricate în R.P.R. (tabela 1).

Rezultă deci că materialul pentru coroanele statoarelor și butucii rotorului trebuie să preia eforturi de compresiune de 1 700 — 2 300 kgf/cm².

S-a adoptat confecționarea acestora din țeavă de oțel OLT65 (STAS 2881—61), îmbunătățit, aplicîndu-se pe suprafețele frontale o călire superficială CIF.

Eforturile pe partea paletată a rotoarelor și statoarelor sînt determinate pe de o parte de momentul hidraulic pentru un debit maxim, iar pe de altă parte de sarcina axială datorită căderilor de presiune.

Momentul maxim într-o treaptă este :

$$M_f = \frac{\pi d^2 Q \, \eta_0 \cdot \gamma \cdot \eta_m}{60 \, Z} n_x, \text{ kgfm},$$

unde :

d este diametrul mediu al turbinei ;

Q — debitul maxim, l/s ;

γ — greutatea specifică a fluidului ;

η_0 = 0,92 — 0,95 — randamentul volumetric ;

η_m — randamentul mecanic (0,93 — 0,96) ;

Z — numărul etajelor ;

n_x — turația de mers în gol.

Din tabela 1 se pot determina eforturile care iau naștere într-un etaj datorită momentului de frînare.

Pentru turbina de foraj T12M1—8 in., de exemplu, forța determinată de acțiunea momentului de frînare asupra unei trepte nu depășește 20 kgf ; repartizată pe numărul corespunzător de palete, duce la eforturi neînsemnate.

Sarcina axială se determină astfel :

$$P = p \Bigg[\Bigg(m \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2) + \frac{\pi}{4}(D_r^2 - D_1^2) +$$

$$+ \frac{\pi D_2^2}{4}\Bigg],$$

în care m este 0,5 gradul de reacțiune a turbinei.

În primă aproximație relația se reduce la :

$$P \cong p \frac{\pi d^2}{4} + G_m, \text{ kgf},$$

în care :

p este presiunea exercitată asupra sistemului rotor ;

d — diametrul mediu al turbinei ;

G_m — greutatea rotorului (ax + rotoare + sapă).

Dacă se face calculul pentru o turbină de foraj de 8 in. se ajunge la un efort unitar de compresiune de 150 kgf/cm².

Matrițe. Proiectarea matriței a ridicat probleme deosebite, dintre care se enumeră cele mai importante :

— stabilirea unui plan de separare corespunzător, ținînd seamă de configurația complicată a piesei, pentru asigurarea unui profil corect al paletelor, fiind posibilă demontarea matriței ;

— utilizarea unor soluții constructive adecvate pentru a face posibilă prelucrarea precisă a unor suprafețe atît de complicate ;

— adoptarea unor dispozitive sincronizate cu funcționarea matriței, care să permită extragerea automată a pieselor ;

Tabela 1

Nr. crt.	Tipul turbinei de foraj	Caracteristici tehnice											Caracteristici de lucru pentru un fluid cu $\gamma = 1{,}2$ kgf/dm^3**					Încărcarea lagărului axial (pivotul) pentru un fluid $\gamma=1{,}2$ kgf/dm^3		
		Diametrul nominal, inch	Numărul secțiunilor	Numărul etajelor	Tipul elementului turbină, z/h	Diametrul mediu (teoretic), mm	Filete de legătură		Dimensiuni de gabarit		Tipul de cuplare între secțiuni	Greutate netă, kgf	Debit Q, l/s	Momentul M, kgf/m	Puterea N, CP	Turația n, rot/min	Căderea de presiune p, kgf/cm^2	Încărcarea hidraulică, tf	Încărcarea totală, tf	Presiune specifică pe lagărul axial, kgf/cm^2
							Prăjini	Sapă	Lungimea totală, mm	Diametrul exterior, mm										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
		Turbine de foraj simple																		
1	T.12.M3—6.5/8	6.5/8	—	89	16/22,5	118,5	RS1—4 1/2L STAS	RS1—4. 1/2N 325—61	8 658	170	—	1 094	18 20 22 25 28 30	28 35 42 54 69 78	19 26 34 50 70 86	475 530 580 660 740 795	18 22 27 34 43 49	2 2,44 3 3,8 4,75 5,45	2,52 3 3,52 4,32 5,27 6,0	5,9 7,1 8,3 10,2 12,4 14,1
2	T.12.M1—8	8	—	100	22/22,5	147	RS3-5.9/16L STAS	RS1—4.1/2 N 325—61	8 500	211	—	1 680	32 35 38 40 42 45	103 124 145 162 177 204	74 97 124 146 168 206	515 565 615 645 680 725	31 37 44 48 53 61	5,3 6,3 7,5 8,2 9 10,5	6,07 7,07 8,3 9,0 9,8 11,3	10 11,6 13,7 14,8 16 18,8
3	T.12.M3—9	9	—	120	30/16,5	160	RS3—6.5/8L STAS	RS3-5.9/16N 325—61	9 243	240	—	2 095	30 35 40 45 50 55	109 147 192 245 298 363	64 101 150 216 293 392	422 192 563 632 704 772	23 31 40 52 63 77	4,6 6,1 7,9 10,3 12,5 15,4	5,5 7,0 8,8 11,2 13,4 16,3	9,1 11,5 14,5 18,5 22,2 27,0
4	T.12.M2—10	10	—	100	27/22,5	175,5	RS3—6.5/8L STAS	RS3—6.5/8 N 325—61	8 500	255	—	2 380	40 45 50 55 60 65	185 234 288 348 415 487	126 180 246 325 424 540	490 550 610 670 730 790	36 46 56 68 81 95	8,9 11,1 13,6 16,5 19,6 23	9,1 12,25 14,75 17,65 20,75 24,15	10 13,4 16,2 19,4 22,7 26,7
		Turbine de foraj secționale																		
5	T.3.4.A—5	5	3	240	25/12	88,25	RS1—3.1/2L STAS	RS1—3.1/2 N 325—61	14 295	127	Con cu fricțiune și bucșe canelate	1 109	10 11 12	36 43,5 52	32 42,5 55	635 700 760	55 67 79,5	3,4 4,1 4,9	3,9 4,6 5,4	14,6 17,3 20,3
6	T.S.4—6.5/8	6.5/8	2	187	16/22,5	118,5	RS1—4.1/2L STAS	RS1—4.1/2 N 325—61	15 245	170	Con cu fricțiune	2 026	20 22 25	75 89 116	55 73 107	530 580 660	46 57 73	5,2 6,4 8,2	6,2 7,4 8,3	14,6 17,4 19,5
7	T.S.5B—7.1/2	7.1/2	2	176	21/20,5	130,5	RS3-5.9/16L STAS	RS3-5.9/16N 325—61	14 000	195	con cu fricțiune și bucșe cu caneluri	3 130	25 28 30	135 167 194	112 157 195	600 670 720	54 66,5 77,5	6,95 8,6 10	8 9,7 11,1	7,75 9,36 10,62
8	T.S.4A—8	8	2	197	22/22,5	147	RS3-5.9/16L STAS	RS3-5.9/16N 325—61	15 980	215	con cu fricțiune	3 145	30 32 35 38	179 203 244 286	121 146 193 246	485 515 565 615	54 61 73 86	9,2 10,4 12,4 14,6	10,68 11,86 13,86 16,10	11,75 13,10 15,20 17,7
9	T.S.5B—9	9	2	215	30/16,5	160	RS3—6.5/8 L STAS	RS3—6.5/8 N 325—61	14 720	240	con cu fricțiune	3 480	30 35 40 45	198 270 352 445	115 182 272 385	415 485 555 622	41,5 56,5 74 93	8,2 11,1 14,6 18,4	9,8 12,7 16,2 20,0	9,4 12,2 15,5 19,2

---

* Raportul ce caracterizează elementul turbină z/h reprezintă raportul dintre numărul paletelor și înălțimea axială a paletei.

** Caracteristici de lucru determinate la standul de probă pentru 4—6 trepte, corespunzătoare z/h indicat în coloana 6.

— alegerea unor materiale corespunzătoare, ţinînd seamă de solicitările termice, mecanice şi de presiune la care este supusă matriţa respectivă.

Gradul de precizie şi nivelul tehnic au contribuit hotărîtor la obţinerea unor piese superioare din punct de vedere calitativ, matriţele respective funcţionînd ireproşabil chiar de la primele încercări.

Principalele dificultăţi rezolvate la execuţia matriţelor au fost:

— planul de separare a matriţei, stabilit în proiect la jumătatea profilului paletei, a impus de la început o execuţie extrem de precisă a tuturor elementelor pentru a permite închiderea perfectă, obţinîndu-se piese fără bavuri;

— realizarea reţelei circulare de palete profilate cu ajutorul elementelor demontabile (22 miezuri prinse cu şuruburi) a impus luarea unor măsuri la execuţie pentru o prelucrare atentă, cu abateri care să nu depăşească 2—3μm.

În figura 3 este arătată matriţa pentru rotor.

Materialele utilizate şi tehnologia de injecţie. Materialul folosit pentru coroana statorului şi butucul rotorului a fost ţeava din oţel OLT65 (STAS 2881—64) îmbunătăţit.

Pentru partea paletată s-au efectuat cercetări şi studii corespunzătoare de către ICECHIM-Bucureşti, injectîndu-se următoarele materiale: polipropilenă fabricată în R.P.R., polietilenă amil-sodiu, policarbonat duran şi makrolon.

Caracteristicile fizice şi mecanice ale acestor materiale sînt date în tabela 2.

Injecţia s-a făcut cu maşina KUASY—160, în condiţiile indicate în tabela 3.

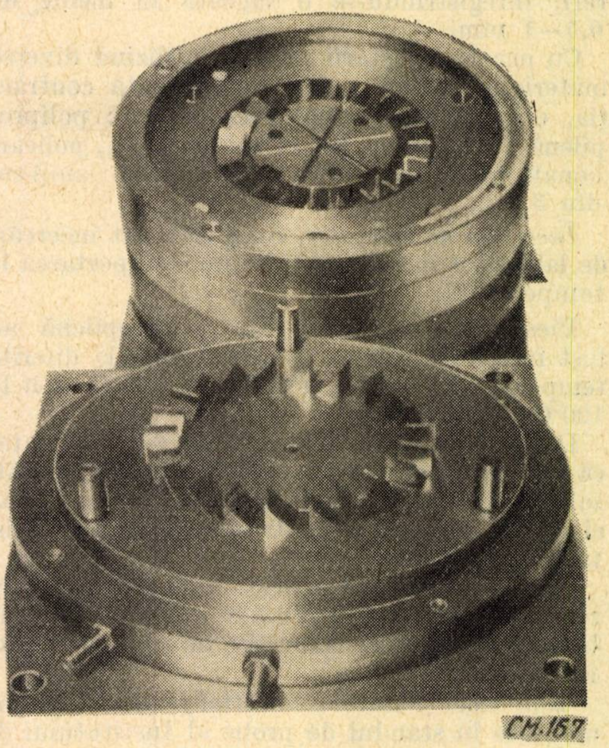


Fig. 3

Piesele injectate din polipropilenă au fost corespunzătoare şi au putut fi imediat supuse experimentărilor în laborator şi pe şantier.

Tabela 2

Nr. crt.	Caracteristici fizico-mecanice	Materialul			
		polipropilenă	polietilenă amil-sodiu	policarbonat	
				duran	makrolon
1	Rezistenţa maximă la curgere, kgf/cm²	399	—	539	666
2	Rezistenţa minimă la curgere, kgf/cm²	196	324	—	550
3	Alungire la rupere, %	187	40	31	100
4	Rezistenţa la şoc pe epruvete necrestate, kgfcm/cm²:	F R	F R	F R	F R
	— la 20°C	27,2	F R	F R	F R
	— la 0°C	64,5			
5	Rezistenţa la şoc pe epruvete crestate, kgfcm/cm²:				
	— la 20°C	3,5—7,1	35,4	18	21,7
	— la 0°C	1,5	26,2	17	—
6	Duritate Brinell, kgf/cm² (10″/60″)	757/691	597/362	1180/1130	1100/1060
7	Indice de fluiditate	9,2	2,8	6,2	—

Tabela 3

Condiţii de injecţie	Materialul			
	duran	makrolon	polipropilenă	polietilenă amil-sodiu
Temperatura de injecţie, °C	310,300	330,350	200,200	240,240
	300	350,345	200,185	230,200
Temperatura termostatului pentru încălzirea matriţei, °C	90	90	—	75
Presiunea de injecţie, kgf/cm²	700	700	700	700
Timp de injecţie şi răcire, s	15;35	15;35	60;70	60;70
Uscarea materialului la 130°C,h	2	2	—	—

S-a constatat însă o contracție relativ mare la peretele exterior al statorului și la cel interior al rotorului.

Contracția deformează suprafața acestor pereți, înregistrîndu-se o săgeată în medie de 0,5–1 mm.

Cu ocazia injectării pieselor utilizînd diverse materiale plastice a fost determinată contracția, obținîndu-se următoarele valori: polipropilenă 1,8% policarbonat duran 0,9%, policarbonat makrolon 0,7%, polietilenă amil-sodiu 3,3%.

Încercări de laborator. S-au efectuat încercări de laborator în ceea ce privește comportarea la temperatură.

Piesele confecționate din polipropilenă au fost introduse într-o etuvă și ținute la diferite temperaturi: 4 h la 80°C, 4 h la 100°C, 4 h la 120°C, 12 h la 120°C.

După efectuarea măsurărilor s-a constatat că piesele nu au suferit modificări dimensionale sau deformări. Tot la ICECHIM-București s-au efectuat încercări și pentru determinarea rezistenței la uzură.

Au fost executate în acest scop palete pentru rotoare și statoare (∅ 6.5/8 in.) încastrate în butucul rotorului, respectiv în coroana statorului.

Rotoarele și statoarele astfel realizate au fost montate în standul de probe al Institutului de petrol și gaze – București, unde au fost efectuate o serie de măsurări.

Cu această ocazie s-a constatat că uzura suprafețelor paletelor este neînsemnată în cazul unui fluid cu maximum 1% particule abrazive. Uzura crește însă pe măsură ce fluidul de foraj conține un procent mai mare de nisip.

Au fost efectuate și încercări cu un fluid conținînd 4% nisip, paletele neprezentînd uzuri care să le facă de neutilizat.

Încercări pe șantierele de foraj. Pentru experimentarea rotoarelor și statoarelor din material plastic în exploatare, au fost echipate două turbine de foraj tip T12M1–8 in. cu piese din polipropilenă și experimentate pe șantierele Trustului de foraj – Tîrgu Jiu.

Situația sondelor la care s-au făcut încercările apare în tabela 4.

La sondele 120, 383 și 113 au fost traversate următoarele formații geologice:

– 550 – 850 m Ponțian alcătuit din marne și marne nisipoase cenușii cu rare și subțiri intercalații de nisipuri marnoase în jumătatea superioară;

– 850 – 1 250 m Meoțian format în partea superioară de marne nisipoase și nisipuri cu intercalații subțiri de gresie, în partea inferioară nisipurile devenind predominante;

– 1 250 – 1 450 m Sarmațian alcătuit din marne cenușii și gresii marnoase cenușii;

– 1 450 – 2 300 m Helvețian alcătuit din nisipuri slab consolidate cu intercalații subțiri de marne și gresii.

Tabela 4

Nr. crt.	Denumirea parametrilor	Sonda nr.		
		120	383	101
1	Tipul instalației de foraj	2 DH–75A	„1 Mai", cu acționare electrică	4LD–150A
2	Tipul pompelor de noroi	2 pompe triplex 71/4×12 tip 3PN–465M	2 pompe triplex 71/4×12 tip 3PN–465M	2 pompe triplex 71/4×12 tip 3PN–465M
3	Echipamentul pompelor	∅ 53/4 in.	1–∅ 53/4 in. 1–∅ 51/4 in.	∅ 51/4 in.
4	Tipul și diametrul sapei	R10M 243 mm	R10Cb 243 mm	R10Tb 243 mm
5	Adîncimea proiectată, m	1 550	2 265	2 500
6	Ultima coloană tubată	∅ 103/4 in. 381 m	∅ 103/4 in. 551 m	∅ 103/4 in. 509 m
7	Regimul de foraj: – debitul pompelor, l/s – presiunea de lucru, kgf/cm² – apăsarea pe sapă, tf	 40–42 90–100 0–2	 40 100–110 4–6	 34–35 100–120 6
8	Fluidul de foraj: – densitatea, kg/dm³ – viscozitatea, s – turta, mm – filtrat, cm³ – sare, kg/vag. – nisip, %	 1,22–1,30 45 2 8–16 11–17 2	 1,26–1,6 45–48 2–2,5 10–11 11–15 1,5	 1,3–1,4 42–45 2 7,5–8 – 2,5–3
9	Înclinația găurii	8–10°	5–6°	verticală
10	Temperatura la 1 000 m	40–42°C	40–42°C	40°C

La sonda 101, formaţiile geologice traversate sînt:

— 1 000—1 600 m Sarmaţian compus din gresii şi conglomerate de nisipuri compactizate, foarte dure şi abrazive;

—1 600—2 500 m Helveţian care, spre deosebire de zona precedentă, este alcătuit din nisipuri şi conglomerate compacte şi dure cu intercalaţii de marne.

În continuare, se prezintă performanţele obţinute cu turbinele de foraj echipate cu rotoare şi statoare din polipropilenă.

Turbina de foraj T12M1—8 in. (seria 32255):
— metraj realizat 572 m;
— ore de funcţionare pe talpă 88 h;
— viteza mecanică medie 6,5 m/h;
— revizii 2;
— marşuri 13;
— intervale săpate: 568—805 m (sonda 120); 1 168—1 257 m (sonda 120); 1 210—1 456 m (sonda 383).

Turbina de foraj T12M1—8 in. (seria 32503):
— metraj realizat 573 m;
— ore de funcţionare pe talpă 69 h;
— viteza medie 8,32 m/h;
— revizii 1;
— marşuri 8;
— intervale săpate: 1002—1166 m (sonda 120); 800—1 210 m (sonda 383).

Turbinele de foraj tip T12M1—8 in., nr. 66, 81 şi 80, echipate cu rotoare şi statoare din oţel turnat:
— metraj realizat 880 m;
— ore de funcţionare pe talpă 131 h;
— viteza medie 6,7 m/h;
— revizii 3;
— marşuri 13;
— intervale săpate: turbina nr. 66—1 257 —1 331 m;
turbina nr. 81—606 —1 188 m;
turbina nr. 80—1 188 — 1 413 m.

Turbina de foraj TS4—8 in. (seria 32649), nr. 51, echipată ulterior cu rotoare şi statoare din polipropilenă:
— metraj realizat 172 m;
— ore de funcţionare pe talpă 61 h;
— viteza medie 2,82 m/h;
— revizii 1;
— marşuri 6;
— intervale săpate: 1 464—1 477 m (sonda 101);
1 926—2 085 m (sonda 383).

Turbina de foraj TS4—8 in. (seria 32) cu rotoare şi statoare din policarbonat:
— metraj realizat 913 m;
— ore de funcţionare pe talpă 177,5 h;
— viteza medie 5,145 m/h;
— revizii 2;
— marşuri 16;
— interval săpat: 562 — 1 030 m (sonda nr. 40);
2 184—2 307 m (sonda nr. 40);
2 476—2 524 m (sonda nr. 40).

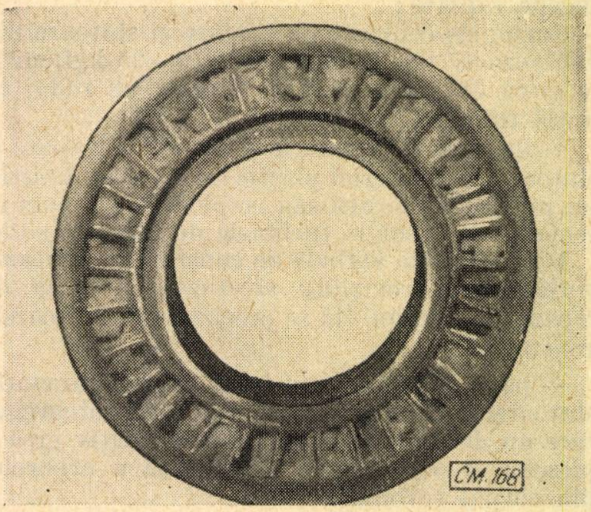


Fig 4

S-a observat că performanţele obţinute de turbinele de foraj echipate cu rotoare şi statoare din material plastic sînt comparabile cu cele obţinute cu turbinele de foraj din fabricaţia de serie, prezentînd chiar unele rezultate superioare în ceea ce priveşte viteza şi numărul de ore de funcţionare pe talpă, cum şi presiunea de lucru la pompe. În figurile 4 şi 5 se arată un stator din metal, respectiv din material plastic, după utilizare.

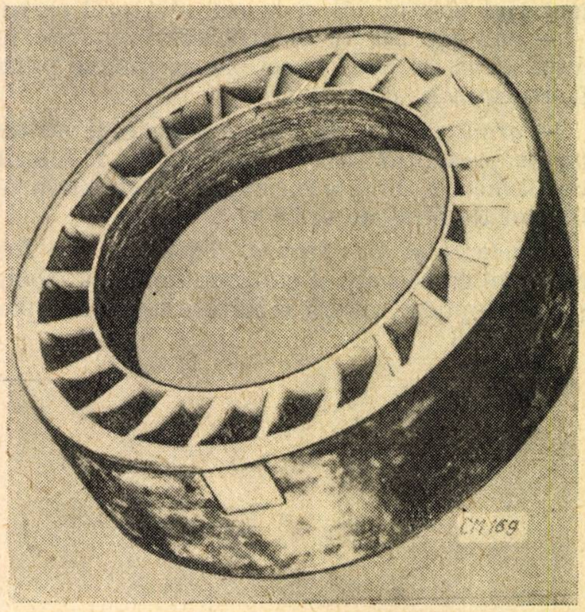


Fig. 5

Asupra funcţionării în exploatare se pot trage, în primă analiză, următoarele concluzii :

— turbinele de foraj T12M1—8 in. echipate cu rotoare şi statoare din material plastic pornesc foarte uşor (5—15 kgf/cm^2) la probele efectuate pe standul de probă şi la gura puţului ; de asemenea, pornesc uşor şi la talpa sondei cînd începe săpatul ;

— turbinele echipate cu rotoare şi statoare din OT pornesc relativ mai greu (15—25 kgf/cm^2) ; la circa 30% din ele este necesar un rodaj cu masă rotativă la gura puţului ;

— în general, turbinele de foraj cu rotoare şi statoare din material plastic au un mers liniştit, nu provoacă vibraţii sau trepidaţii, aşa cum se remarcă frecvent la turbinele de foraj de serie.

Din procesele verbale de constatare cu ocazia verificării şi reviziilor efectuate la Baza de reparaţii — Tîrgu Jiu se precizează următoarele constatări :

— pătrunderi de fluid între corp şi coroanele statoarelor şi între arbore şi butucii rotoarelor, care au determinat o demontare relativ grea a pieselor şi o extragere anevoioasă a arborelui din corpul turbinei ;

— uzură radială a obezilor rotoarelor şi statoarelor datorită pătrunderii particulelor de nisip în interstiţiile respective (asemenea uzuri s-au constatat şi la turbinele de foraj cu rotoare şi statoare din oţel turnat, însă ceva mai reduse, reprezentînd circa 50% din mărimea jocului radial creat la cele din material plastic pentru un număr relativ egal de ore) ;

— uzura primei trepte de sub lagărul pivot în regiunea paletelor, remarcată atît la cele din material plastic, cît şi la cele din oţel turnat ;

— paletele nu au suferit uzuri vizibile nici după circa 80 h de funcţionare, piesele putînd fi utilizate în continuare ;

— armăturile metalice (coroanele şi butucii) nu au prezentat nici o uzură şi pot fi folosite, de asemenea, de mai multe ori la echiparea turbinelor de foraj de acest tip.

Concluzii şi perspective. Turbinele de foraj echipate cu rotoare şi statoare din policarbonat şi polipropilenă au dat rezultate bune în exploatare, demonstrînd că pot să înlocuiască cu succes pe cele echipate cu rotoare şi statoare executate din oţel turnat.

Se poate aprecia că preţul de cost al pieselor de rezervă se poate reduce pînă la a cincea parte din cel corespunzător pentru piesele din oţel turnat, randamentul turbinelor crescînd cu minimum 20%.

Deficienţele constatate se pot remedia prin noi soluţii constructive care în bună parte au fost clarificate.

Pentru ameliorarea calitativă a statoarelor şi rotoarelor din material plastic se preconizează următoarele măsuri :

— utilizarea unui oţel cu caracteristici superioare pentru confecţionarea armăturilor, astfel ca acestea să poată fi utilizate de minimum 10 ori pentru echiparea părţilor paletate din material plastic ;

— nuturile pentru fixarea părţilor paletate trebuie executate în aşa fel, încît să se elimine străpungerea pereţilor carcasei, eliminîndu-se astfel pătrunderile de fluid ;

— utilizarea policarbonatului în locul polipropilenei va determina o creştere a duratei de funcţionare, în prezent de numai circa 100 de ore ;

— executarea unor matriţe mai simple va permite reducerea timpului de execuţie respectiv, grăbind trecerea la fabricaţia de rotoare şi statoare din material plastic pentru toate dimensiunile tipizate de turbine de foraj.

---

[1] *Barşai, G. S.* şi *Buianovski, N. I.* Forajul cu turbina, teoria şi practica. Bucureşti, Editura tehnică, 1963. [2] *Gusman, M. T.* şi *Perlin, S. M.* O plastmassonîh turbinah turbobura. În : Neftianoe hoziastvo, nr. 12, 1958. [3] In : Plasticeskie massî, nr. 1, 1962, p. 37—41. [4] În : Neftianoe hoziastvo, nr. 7, 1961, p. 11—15. [5] *Liubimov, G. A.* şi *Liubimov, B. G.* Teoria şi calculul turbinelor axiale cu mai multe trepte. Moscova, 1963. [6] *Berijnoi.* Mase plastice în industria de petrol şi gaze. Moscova, 1962. [7] *Ioanesian, R. A.* Bazele teoriei şi ale tehnicii forajului cu turbina. Bucureşti, Editura tehnică, 1955. [8] *Tiraspolski, W.*, *Rounière, R.* şi *Chasé, J.* Impingerea axială la forajul cu turbina. În : Revue de l'Institut français du pétrole, nr. 12, 1957. [9] *Bingman, W. E.* Forajul cu turbina : care este situaţia acestuia în prezent ? În : World oil, mai 1960, p. 112. [10] Realizări noi în domeniul forajului cu turboburul şi electroburul. Bucureşti, IDT, 1963.

CZ 625.62–592.112:678.06: 539.538:539.62

Considerații asupra rezistenței la uzură și coeficientului de frecare al unor materiale aglomerate ca înlocuitoare ale fontei la saboții-talpă pentru vagoane de tramvai

P. SULEA

Pe plan mondial există o preocupare intensă de a se înlocui piesele mecanice din materiale metalice, prin piese din materiale nemetalice, în special din mase plastice pure sau aglomerate. Pe măsură ce se produc materiale aglomerate, ale căror proprietăți fizico-mecanice sînt echivalente cu cele ale metalelor, ele sînt folosite în locul metalelor.

Una dintre piesele mecanice din fontă cenușie de o largă întrebuințare, cu uzură rapidă datorită frecării de alunecare, o constituie saboții folosiți la frînarea vehiculelor de șină[*]). Se fac încercări și în vederea înlocuirii saboților din fontă prin saboți-talpă din materiale aglomerate.

Materialele aglomerate, care au proprietăți de frecare comparabile cu cele ale metalelor, se obțin în general folosind ca material de bază — liant — cauciuc sintetic, rășini sintetice sau o combinație de cauciuc și rășini sintetice. Alegerea uneia dintre cele trei variante este determinată de existența, în țara respectivă, a materiilor prime necesare, cum și de alți factori tehnico-economici.

Cercetările făcute pînă în prezent în numeroase țări — U.R.S.S., S.U.A., R.D.G. etc. — asupra saboților-talpă din materiale aglomerate lasă să se întrevadă că în viitor acești saboți vor putea lua locul saboților din fontă cenușie, deoarece pot oferi — mai ales la viteze mari — proprietăți de frecare mai bune, un coeficient de frecare superior, uzură redusă etc. [9], [10], [11], [12], [13]; în plus, au perspectiva de a micșora uzura bandajelor, de a înlătura pericolul producerii scînteilor — ceea ce la saboții din fontă normală impune măsuri speciale de prevedere — de a elimina pulberea de fontă de la frînare [11] etc.

În U.R.S.S. se experimentează diferite materiale aglomerate; cele mai bune rezultate s-au obținut cu materialul 6KV10, al cărui material de bază este cauciucul sintetic, umplutura fiind formată din azbest, miniu de fier, oxid de zinc etc. [10]. Saboții-talpă pentru frînarea vagoanelor de cale ferată din materialul 6KV10 au rezistența la uzură de circa 3 — 4 ori mai mare decît cei din fontă cu circa 0,25% fosfor, iar drumul de frînare la viteze mari (circa 140 km/h) se reduce cu circa 40%, la o forță de apăsare pe bandajele roților de două ori mai mică [9], [14].

În faza actuală a experimentărilor mai sînt de studiat unele proprietăți de exploatare ale saboților-talpă din materiale aglomerate, de exemplu sensibilitatea la umezeală a rezistenței la uzură și a coeficientului de frecare, variația coeficientului de frecare în domeniul temperaturilor mai ridicate — știut fiind că temperatura lor de descompunere este cuprinsă între 400 și 500°C [11], [13] —, comportarea la condiții grele de frînare — frînarea pe pante lungi și la supraîncărcarea saboților [2] — , tendința de fisurare la temperaturi mai ridicate, influența uneori defavorabilă asupra bandajelor datorită conductibilității termice relativ reduse a materialelor aglomerate — rizuri circulare pe suprafața de rulare a bandajelor [10] — etc.

Cercetările întreprinse în R.P.R. au avut scopul de a găsi un material aglomerat cu proprietăți de frecare echivalente sau chiar superioare celor ale fontei.

Dată fiind importanța comportării în exploatare a acestor piese, s-a impus în primul rînd efectuarea unor cercetări de laborator ale materialelor aglomerate destinate experimentărilor cu astfel de saboți-talpă. După aceea s-au experimentat saboții-talpă din materiale aglomerate la vagoanele de tramvai — condițiile de exploatare fiind mai ușoare și supravegherea lor putîndu-se face mai îndeaproape —, urmînd ca, în funcție de rezultatele obținute, experimentarea să fie extinsă apoi și la vehiculele de cale ferată.

1. S-au cercetat materiale aglomerate cu bază de rășină sintetică și umplutură de azbest, caolină etc. S-au realizat 44 de sortimente de materiale aglomerate sub formă de plăci presate cu dimensiunile de 140 × 130 × 25 mm, din care s-au prelevat epruvetele necesare încercărilor de laborator.

2. Solicitarea la uzură fiind determinantă pentru saboții de frînă de la vehiculele de șină, în vederea selecționării celor mai corespunzătoare amestecuri de materiale aglomerate s-a determinat uzura relativă la un singur regim (presiune specifică de 10 kgf/cm^2 la temperatura ambiantă).

Încercările la uzură au fost efectuate atît în regim uscat, cît și în regim umed, deoarece saboţii de frînă lucrează timp îndelungat în ambele situaţii. S-a observat că majoritatea materialelor aglomerate au proprietăţi de frecare necorespunzătoare în regim umed, deşi la regim uscat aceste proprietăţi sînt comparabile cu cele ale fontei cenuşii cu 0,25% fosfor.

---

[*] Pentru a reduce consumul de saboți din fontă, s-au întreprins în anii 1961—1963 de către Centrul de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei R.P.R., în colaborare cu Direcția regională C.F.R. Timișoara și Întreprinderea de transporturi Timișoara, cercetări comparative între saboții din fontă cenușie turnați conform standardelor în vigoare, cu circa 0,25% fosfor, și saboții din fonte modificate, fie cu ferosiliciu sau silicocalciu, fie prin barbotare cu azot, cu conținut ridicat de fosfor [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8].

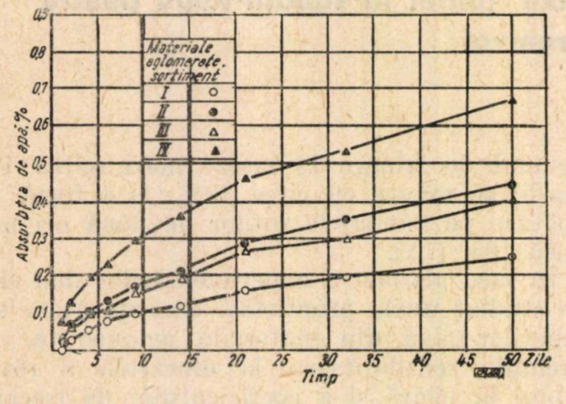


Fig. 1

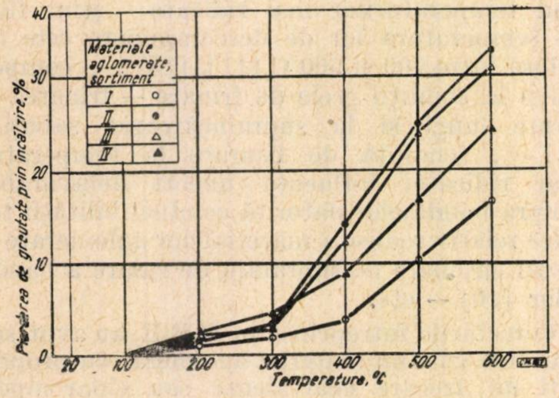


Fig. 2

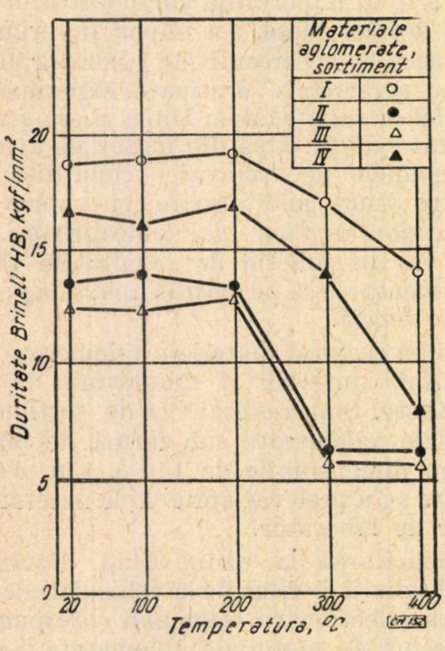


Fig. 3

Din examinarea rezultatelor obţinute cu 44 de sortimente s-a constatat că numai patru sortimente (*I*—*IV*) au prezentat proprietăţi de uzură corespunzătoare saboţilor de fontă. Ca urmare, încercările ulterioare au fost efectuate numai cu aceste sortimente. La materialele astfel alese s-au determinat următoarele proprietăţi : densitatea, absorbţia de apă (fig. 1), pierderea de greutate prin încălzire (fig. 2), duritatea (fig. 3), rezistenţa la compresiune (fig. 4 şi 6) şi rezilienţa (fig. 5 şi 6).

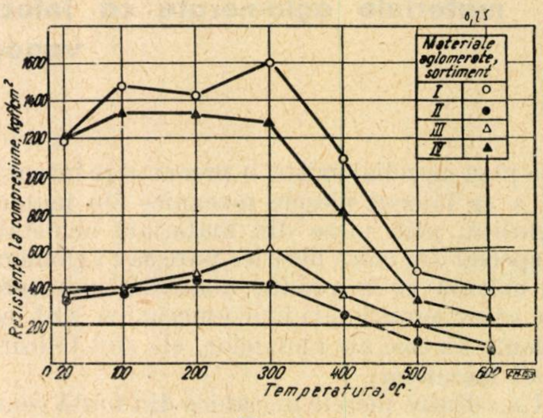


Fig. 4

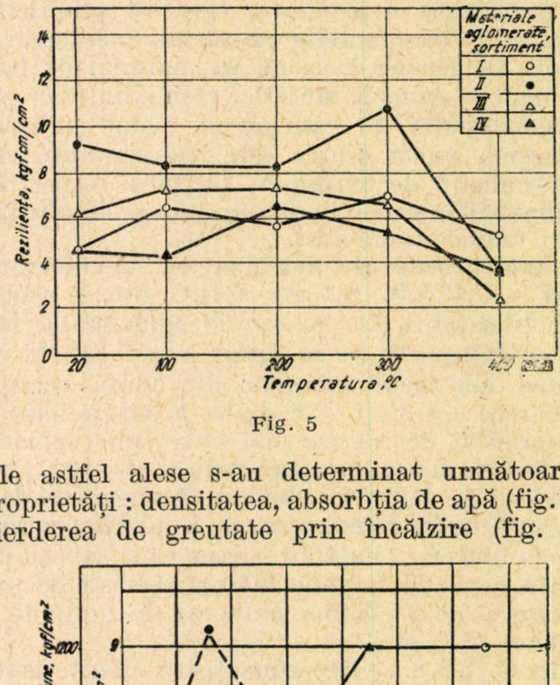


Fig. 5

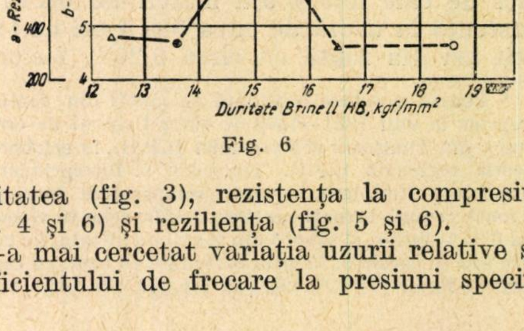


Fig. 6

S-a mai cercetat variaţia uzurii relative şi a coeficientului de frecare la presiuni specifice diferite. Proprietăţile mecanice s-au urmărit atît la temperatura ambiantă, cît şi după încălziri prealabile la temperaturi diferite (100—600°C), durata încălzirii prealabile fiind de 10 min.

Pentru determinarea uzurii relative s-au folosit epruvete de forma prezentată în figura 7, care au fost presate pe unul dintre cele două discuri din oţel de bandaj, în rotaţie, ale maşinii de încercat la uzură prin frecare de alunecare [1], [2], de concepţie romînească [15].

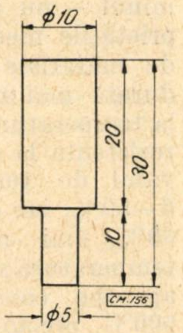


Fig. 7

S-a considerat ca uzură a probei, U_p, micşorarea înălţimii porţiunii epruvetei cu diametrul de 5 mm. Uzura relativă s-a calculat prin raportul U_p/U_e, unde U_e este uzura unei epruvete identice din OLC 60, determinată la cel de-al doilea disc al maşinii de uzură, confecţionat tot din oţel de bandaj. Regimul umed s-a realizat prin picurare de apă în mod continuu pe discul pe care s-a presat epruveta de uzură.

În figurile 8 şi 9 se prezintă variaţia uzurii relative U_p/U_e a materialelor aglomerate din sortimentele $I-IV$ în funcţie de presiunea specifică, respectiv de duritate, la regim uscat şi la regim umed, fiecare punct fiind media a cinci încercări.

Influenţa temperaturii asupra uzurii relative s-a urmărit la epruvete din sortimentele *I* şi *III*, avînd proprietăţi de frecare extreme, încălzite la aceleaşi trepte de temperatură ca şi epruvetele pentru celelalte proprietăţi mecanice. S-a folosit presiunea de 10 kgf/cm², considerată ca presiune medie. Pentru fiecare treaptă de temperatură s-au încercat cîte două epruvete de uzură din cele două sortimente, care au fost încălzite cîte 10 s, corespunzător timpului de frînare la vagoanele de tramvai, apoi cîte 1/2, 1 şi 10 min, corespunzător frînării rapide, de serviciu şi de lungă durată, la pante, a vehiculelor de cale ferată. Rezultatele obţinute sînt arătate în figura 10.

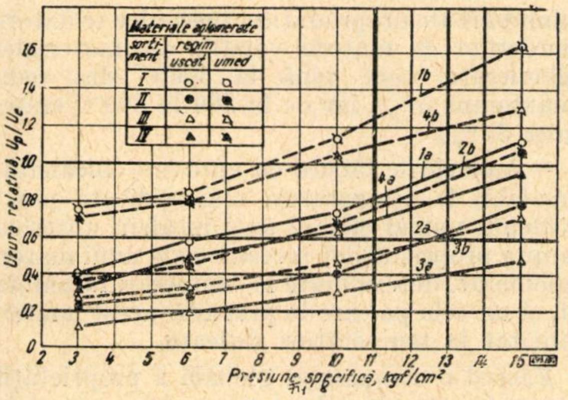


Fig. 8

Se menţionează că epruveta din sortimentul *I*, încălzită la 600°C timp de 10 min, s-a rupt în timpul încercării, iar cea din sortimentul *III*, la temperaturile de 500 şi 600°C.

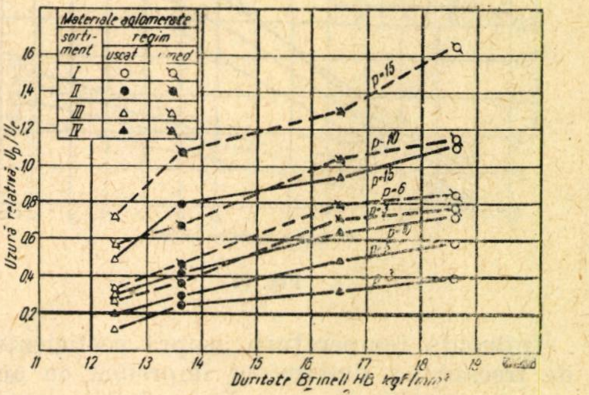


Fig. 9

S-a mai urmărit la aceeaşi presiune specifică influenţa regimului umed asupra uzurii relative a epruvetelor încălzite şi s-a constatat că regimul umed reduce cu circa 50% rezistenţa la uzură a epruvetelor încălzite.

Coeficientul de frecare al sortimentelor $I-IV$ s-a determinat în laborator cu ajutorul unui dispozitiv aplicat la maşina de uzură [2]. La aceste determinări s-au folosit epruvetele care s-au încercat la uzură relativă. S-a urmărit variaţia coeficientului de frecare în funcţie de presiunea specifică şi de duritate, atît la regim

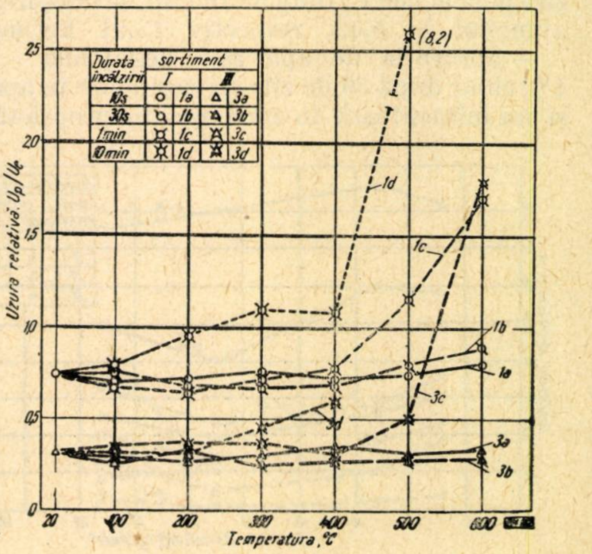


Fig. 10

uscat, cît și la regim umed (fig. 11 și 12), lucrîndu-se la aceleași presiuni specifice ca și în cazul determinării uzurii relative.

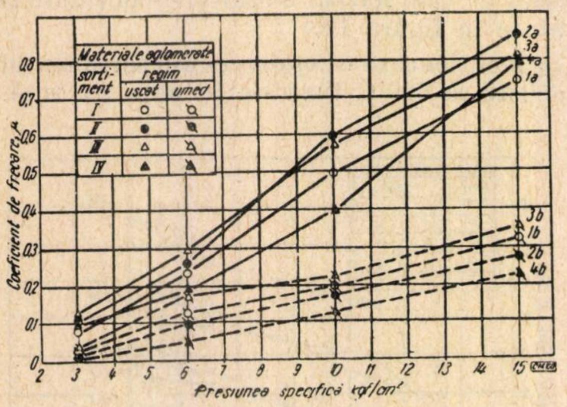


Fig. 11

Influența temperaturii asupra coeficientului de frecare s-a determinat împreună cu aceea asupra uzurii relative, la aceleași epruvete — sortimentele *I* și *III* — și în aceleași condiții de încercare. Rezultatele obținute sînt arătate în figura 13.

Încercările au arătat, în plus, că regimul umed micșorează coeficientul de frecare al epruvetelor încălzite, în medie cu circa 40%.

Pe baza încercărilor de laborator privind proprietățile fizico-mecanice ale celor patru sortimente de materiale aglomerate selecționate rezultă următoarele :

— densitatea variază între 1,7 și 1,84 g/cm³ ;

— duritatea Brinell la temperatura ambiantă variază între 12,4 și 18,6 kgf/mm², iar prin încălzire pînă la 600°C, timp de 10 min, se micșorează, ajungînd la 5,52, respectiv 13,91 kgf/mm² ;

— absorbția de apă este neglijabilă — sub 1% chiar după 50 de zile de cufundare în apă — și nu influențează în mod practic proprietățile mecanice ale materialelor aglomerate selecționate ; prezența unui film de apă pe suprafața de frecare diminuează însă sensibil proprietățile de frecare ; reduce cu circa 50% rezistența la uzură, respectiv cu circa 50–70% coeficientul de frecare ;

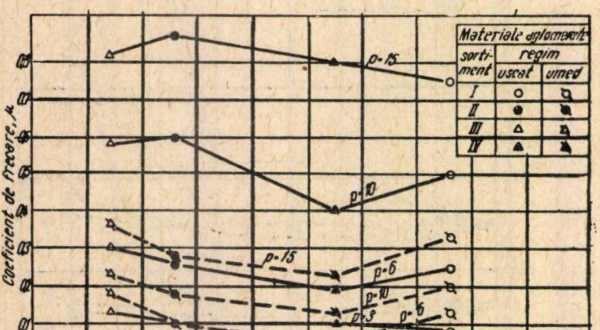


Fig. 12

— încălzirile la temperaturi mai ridicate, pînă la 600°C, de scurtă durată — sub un minut — nu influențează în mod practic proprietățile mecanice ale celor patru sortimente de materiale aglomerate ; în schimb însă, o durată mai mare de încălzire — circa 10 min — la temperaturi mai ridicate, influențează astfel : rezistența la compresiune și reziliența în intervalul de temperatură 20–300°C crește cu 6–50%, iar de la 400 la 600°C scade cu 20–80%, mai accentuat pe măsură ce crește temperatura spre 600°C ; rezistența la uzură este aproape constantă pînă la 300°C, iar spre 600°C prezintă o reducere importantă — de circa 12 ori ; coeficientul de frecare scade progresiv pînă la 300°C (15 – 30%), iar spre 600°C crește la nivelul valorii inițiale ; aceste schimbări ale proprietăților mecanice se datoresc pierderilor de materii volatile ale materialelor aglomerate, care pînă la 300°C sînt reduse (maximum 5%), iar de la 300 la 600°C cresc la circa 35% ;

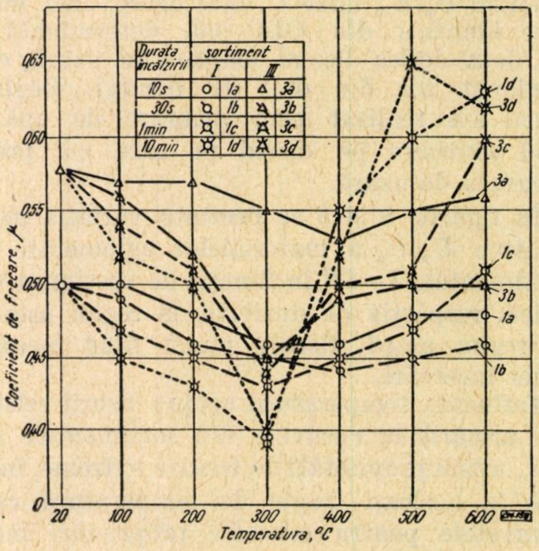


Fig. 13

— încercările făcute cu epruvete încălzite în prealabil la temperaturi mai ridicate pun în evidență numai efectul unei încălziri anterioare asupra proprietăților mecanice ale unui material aglomerat, determinate la temperatura ambiantă, și nu cele pe care le prezintă acest material solicitat la temperaturi ridicate.

Făcînd o comparație globală a proprietăților determinante ale celor patru sortimente, reiese superioritatea sortimentului *III* care are cea mai mare rezistență la uzură, coeficient de frecare cu valori printre cele mai bune și proprietăți mecanice de nivel mediu.

3. Din compararea proprietăților fizico-mecanice ale materialelor aglomerate selecționate cu

Tabela 1

Felul materialului		Proprietăți fizico-mecanice									
		densitate, $\frac{kgf}{dm^3}$	duritate HB, $\frac{kgf}{mm^2}$	rezistență la compresiune, $\frac{kgf}{cm^2}$	reziliență, $\frac{kgf.cm}{cm^2}$	rezistența dinamică la încovoiere a saboților-talpă $kgf \cdot cm/cm^2$		proprietăți de frecare la presiune specifică $p = 10$ kgf/cm²			
						fără armătură metalică	cu armătură metalică	uzura relativă Up/Ue		coeficient de frecare μ	
								la regim uscat	la regim umed	la regim uscat	la regim umed
Fontă cenușie cu 0,25 % P		7,1	200	8 690	145	1 500	nu s-a determinat	0,79	0,85	0,15	0,11
Material aglomerat, sortiment	I	1,84	18,6	1 185	4,6	10	105	0,75	1,14	0,50	0,20
	II	1,70	13,6	335	9,3	21	111	0,42	0,68	0,60	0,18
	III	1,70	12,4	360	6,2	20	108	0,31	0,47	0,58	0,23
	IV	1,77	16,5	1 190	4,6	11	106	0,65	1,05	0,40	0,13

cele ale fontei cenușii (tabela 1) rezultă următoarele:

— densitatea materialelor aglomerate din sortimentele *I—IV* este de circa patru ori mai mică decît aceea a fontei, astfel încît folosirea lor la saboți-talpă corespunde tendinței de reducere a greutății pieselor din dispozitivul de rulare al vehiculelor de șină;

— duritatea lor este de circa 10 pînă la 15 ori mai mică decît duritatea fontei;

— proprietățile mecanice ale materialelor aglomerate sînt cu mult inferioare celor ale fontei; rezistența la compresiune este de circa 8 pînă la 25 ori mai mică, însă suficient de mare pentru a satisface condițiile de exploatare (335 — 1 185 kgf/cm² față de presiunea de apăsare a sabotului-talpă pe bandajul roții, care este de 3,5—14 kgf/cm²); reziliența este de circa 15 pînă la 30 ori mai mică;

— în general, proprietățile de frecare ale materialelor aglomerate selecționate sînt comparabile cu proprietățile fontei, cu toată diferența mare de duritate; în special, sortimentul *III* are rezistența la uzură și coeficientul de frecare de circa 2,5, respectiv 3 ori mai mare decît al fontei, atît în regim uscat, cît și în regim umed.

4. Din cele patru sortimente selecționate s-au presat saboți-talpă pentru tamvaie la o presă de 600 tf. Presiunea specifică și temperatura de formare a masei aglomerate au avut aceleași valori ca la presarea plăcilor folosite la încercările de laborator *.

Forma saboților-talpă este arătată în figura 14. Deoarece materialele aglomerate au o rezistență la șocuri mult mai redusă decît fonta, pentru a preveni o eventuală rupere care ar putea periclita siguranța circulației, saboții-talpă din materiale aglomerate s-au prevăzut cu o armătură din oțel *a* și cu două șicane *b*, pentru mărirea aderenței dintre corpul sabotului-talpă *c* și armătură. Prin această măsură se poate compensa reziliența cu totul scăzută a materialelor aglomerate, dînd saboților-talpă rezistența dinamică necesară.

În exploatare ** s-au experimentat, în cursul anului 1963 la vagoanele de tramvai din Timișoara, 32 saboți-talpă (cîte opt din fiecare sortiment), determinîndu-se uzura lor, uzura bandajelor și drumul de frînare.

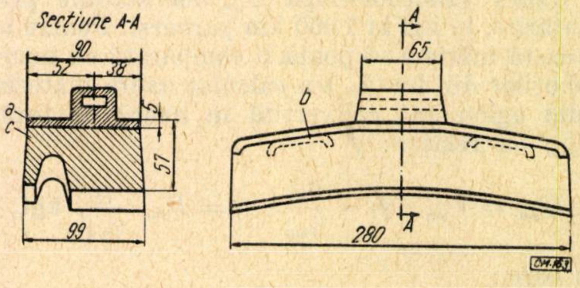


Fig. 14

Rezistența dinamică la încovoiere a fost determinată la temperatura normală, în primul rînd la saboții-talpă fără armătură metalică, de tramvaie, la un ciocan cu cădere liberă, sub acțiunea șocurilor de o intensitate crescîndă. Apoi s-au repetat încercările cu saboți-talpă prevăzuți cu armătură metalică. Rezistența dinamică la încovoiere a saboților-talpă din materiale aglomerate selecționate, cu și fără armătură metalică, este reprezentată în figura 15.

Se observă efectul pronunțat favorabil al armăturii, care duce la majorarea importantă a parametrului studiat. În figura 16 se arată aspectul saboţilor-talpă din sortimentele *I* (fig. 16a) şi *III* (fig. 16b) după acţiunea ultimului şoc la ciocanul cu cădere liberă.

---

* La rezultatele ce s-au putut obține în cadrul acestui studiu, au adus o contribuție tov. ing. *C. Bakonyi*, ing. *D. Popescu*, ing. *A. Schvalie*, *C. Schaumbulger* de la „Uzina de vagoane"—Arad, la prepararea materialelor aglomerate, presarea plăcilor pentru probe și a saboților-talpă.

** Tov. director *V. Țăpureanu* și ing. șef *O. Franciscovici* de la „Întreprinderea de transporturi—Timișoara" au dat cel mai larg concurs la experimentările în exploatare.

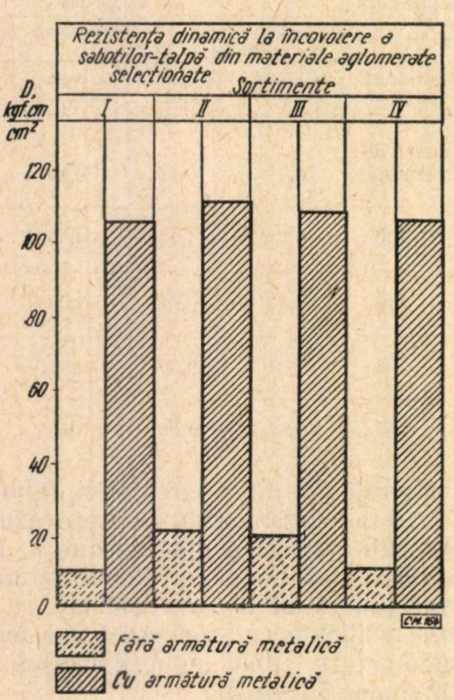


Fig. 15

Nu s-a produs o rupere a saboţilor-talpă în două sau mai multe bucăţi, ci cel mult o desprindere a unor aşchii din corpul lor.

Uzura saboţilor-talpă U_{ma} s-a stabilit prin cîntărire, în kgf la 1 000 km parcurşi. Pentru ca această mărime să poată fi comparată cu uzura saboţilor din fontă, s-a calculat uzura materialului aglomerat convertită în uzură de fontă U'_{ma}, cu relaţia :

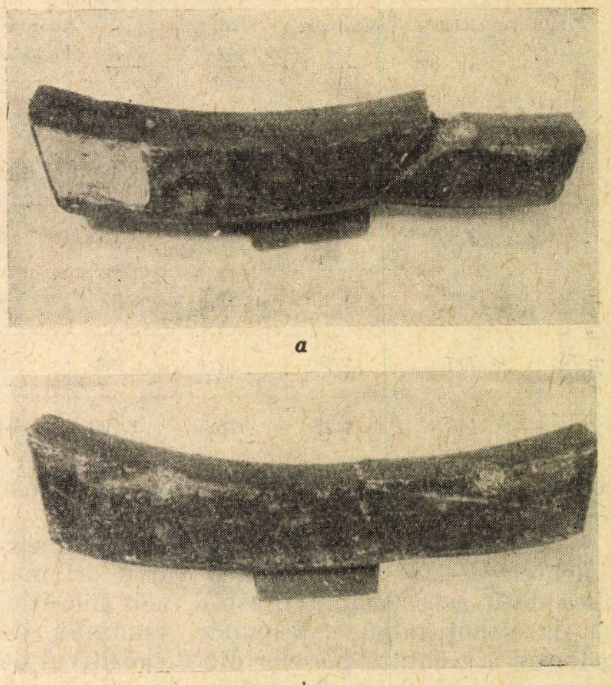
$$U'_{ma} = V_{ma} \cdot \gamma_f = \frac{U_{ma}}{\gamma_{ma}} \cdot \gamma_f = U_{ma} \cdot \frac{\gamma_f}{\gamma_{ma}}, \text{ kgf},$$

în care :

V_{ma} este volumul de material aglomerat, m³;
γ_f — greutatea specifică a fontei, kgf/m³;
γ_{ma} — greutatea specifică a materialului aglomerat, kgf/m³.

Rezultatele au arătat că saboţii-talpă din sortimentul *III* au cea mai bună rezistenţă la uzură — de circa 2,5 ori mai mare decît aceea a saboţilor din fontă normală — urmînd cei din sortimentele *II* şi *IV* — cu 50 % mai mare — şi apoi cei din sortimentul *I* cu o rezistenţă la uzură similară cu a saboţilor din fontă normală. Rezultatele experimentărilor în exploatare sînt deci în concordanţă cu cele obţinute în încercările de laborator.

Uzura bandajelor, *U*, s-a calculat în milimetri la 1 000 km parcurşi [4]. S-a constatat că cele patru sortimente de saboţi-talpă uzează bandajele roţilor cu circa 30 % mai puţin decît saboţii din fontă normală. În ceea ce priveşte lungimea drumului de frînare, saboţii-talpă din materiale aglomerate sînt superiori saboţilor din fontă normală : la viteza de 38 km/h a vagonului motor de tramvai, saboţii-talpă din sortimentele *II* şi *III* au redus drumul de frînare cu circa 40 %, iar cei din sortimentele *I* şi *IV*, cu circa 30 % în comparaţie cu saboţii din fontă normală.



a

b

Fig. 16

După părerea vatmanilor cărora li s-au încredinţat vagoanele de tramvai prevăzute cu saboţi-talpă din materiale aglomerate, aceşti saboţi nu creează nici un inconvenient la manipularea frînelor fiind preferaţi datorită posibilităţii de scurtare a drumului de frînare.

★

Luînd în considerare condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească saboţii-talpă pentru vehicule de şină (uzură şi drum de frînare minime, corelate cu uzură redusă a bandajului roţii şi rezistenţă mecanică superioară) cel mai bine s-a comportat sortimentul *III*, atît în încercările de laborator, cît şi în cele de exploatare.

Pe baza rezultatelor obţinute pînă în prezent se consideră că încercările materialelor aglomerate trebuie să fie continuate, întrezărindu-se posibilitatea utilizării lor ca înlocuitori ai fontei la saboţii-talpă pentru vagoane de tramvai.

Avînd în vedere consumul anual important de metal pentru saboţii din fontă folosiţi în prezent la frînarea vagoanelor de tramvai din întreaga ţară — circa 1 500 t — eventualitatea introducerii saboţilor-talpă din materiale aglomerate lasă să se întrevadă posibilitatea unor economii însemnate.

[1] *Sulea, P.* şi *Ţigănoiu, A.* Studiul îmbunătăţirii calităţilor de exploatare ale saboţilor turnaţi din fontă utilizaţi la frînarea vagoanelor de cale ferată. Nota I. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, Timişoara, 8, nr. 1—2, 1961. [2] *Sulea, P.* şi *Ţigănoiu, A.* Studiul îmbunătăţirii calităţilor de exploatare ale saboţilor turnaţi din fontă utilizaţi la frînarea vagoanelor de cale ferată. Nota a II-a : În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, Timişoara, 8, nr. 3—4, 1961. [3] *Sulea, P.* şi *Ţigănoiu, A.* Studiul îmbunătăţirii calităţilor de exploatare ale saboţilor turnaţi din fontă utilizaţi la frînarea tramvaielor. Partea I. Încercări de laborator. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, Timişoara, 9, nr. 1—2, 1962. [4] *Sulea, P.* şi *Ţigănoiu, A.* Studiul îmbunătăţirii calităţilor de exploatare ale saboţilor turnaţi din fontă utilizaţi la frînarea tramvaielor. Partea a II-a : Încercări în exploatare. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, Timişoara, 9, nr. 3—4, 1962. [5] *Sulea, P.* şi *Ţigănoiu, A.* Studiul îmbunătăţirii calităţilor de exploatare ale saboţilor turnaţi din fontă utilizaţi la frînarea tramvaielor. Partea a III-a. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, Timişoara, 10, nr. 3—4, 1963. [6] *Sulea, P.* Saboţi din fontă barbotată cu azot pentru frînarea vehiculelor de cale. Nota I : Vagoane de tramvai. Forţa de apăsare normală. În : Studii şi cercetări, ştiinţe tehnice, 10, nr. 3—4, 1963. [7] *Nădăşan, Şt.* şi *Ţigănoiu, A.* Studiul influenţei fosforului asupra proprietăţilor mecanice ale fontelor modificate cu silicocalciu şi prin barbotare cu azot. (Consfătuire ICEM, 12—15 ianuarie 1954, Bucureşti). [8] *Varga, V.* şi *Füle, R.* A vasuti féktuskok felhasznal ásánák csökkentése. Budapesta, 1957. [9] *Kazarinov, V. M.* şi *Grebeniuc, P. T.* Calcule de frînare pentru trenuri de călători cu saboţi de compoziţie. În : Jeleznodorojnîi transport, nr. 5, 1961, p. 42. Traducere din limba rusă. Bucureşti, Institutul de documentare tehnică, dosar 66796, 1962. [10] *Larin, T. V.* Vzaimodeistvia compoziţionnîh tormoznîh colodoc s colesami. În : Jeleznodorojnîi transport, nr. 6, 1960, p. 44—46. [11] *Ziem, H.* Plastbremsklötze. În : Die Werkstatt, nr. 8, 1961, p. 259. [12] Direction du Matériel et traction de la S.N.C.F. Sabots de frein en matiére plastique. În : Revue générale des chemins de fer, iul—aug 1962, p. 465. [13] *Rose, H.* Probleme der Reibwertabhängigkeit bei Schienenfahrzeug-Bremsstoffen unter besonderer Berücksichtigung des Plastbremsklotzes. În : Deutsche Eisenbahntechnik, nr. 2—3, 1962, p. 67 şi 118. [14] *Kazarinov, V. M.* Contribuţii la problema utilizării saboţilor nemetalici de frînă la vagoanele folosite în traficul internaţional. Traducere din limba rusă. Bucureşti, Ed. transporturilor şi telecomunicaţiilor. Tracţiune material rulant, caiet selectiv, nr. 2, 1962. [15] *Michels, I.* şi *Ioviţiu, E.* Determinarea unei metode de laborator pentru încercarea la uzură a oţelurilor utilizate în construcţia maşinilor agrotehnice pentru uneltele de lucrare a solului. Academia R.P.R., Baza Timişoara, nr. 3—4, tomul III, 1956.

CZ 621,431—222—762.63:539.538

Metode pentru reducerea uzurii segmenţilor şi cilindrilor motoarelor cu ardere internă

MIRCEA DRĂGULIN şi DRAGOŞ SFINŢEANU

Uzura segmenţilor şi cilindrilor, corespondenţa materialelor, tratamentele termice şi superficiale pentru segmenţi şi cilindri constituie probleme complexe ale construcţiei motoarelor cu ardere internă.

În cele ce urmează se prezintă condiţiile de fabricaţie a segmenţilor şi cilindrilor pentru obţinerea unei uzuri minime, şi experimentările făcute la Uzinele „23 August" în această direcţie.

Atît bucşele de cilindru cît şi segmenţii fiind elemente de uzură trebuie să fie executate din materiale corespunzătoare şi fără defecte întrucît uzura avansată a acestor piese influenţează nefavorabil funcţionarea motorului şi în special puterea efectivă.

Bucşele de cilindru pentru motoarele de puteri mijlocii şi mari se execută în general din fontă cenuşie perlitică. O asemenea fontă se poate obţine direct prin turnare, este ieftină şi asigură condiţii foarte bune de frecare.

Pentru turnarea bucşelor de cilindri se aplică următoarele metode : turnare statică în forme de amestec de formare; turnare centrifugală în forme metalice; turnare centrifugală în forme metalice căptuşite cu amestec de formare; turnare centrifugală în forme metalice căptuşite cu amestec de formare în care se introduce şpan de fontă.

Turnarea statică se utilizează, în general, în cazul producţiei de serie mică, are productivitate scăzută şi reclamă consum mare de manoperă şi metal lichid, în special pentru bucşele cu diametru mai mare de 150 mm. Turnarea centrifugală este caracteristică producţiei de serie mare şi înlătură în mare parte dezavantajele turnării statice.

Metodele de turnare în forme metalice sau în forme căptuşite cu amestec de formare prezintă dezavantaje din punctul de vedere al vitezei de solidificare. În primul caz solidificarea are loc rapid şi aceasta conduce la apariţia cementitei, obţinîndu-se bucşe de duritate ridicată. În al doilea caz există tendinţa de apariţie a microretasurilor pe suprafaţa interioară. Folosind căptuşeli din amestec preparat cu adaos de particule din fontă, în diferite proporţii în funcţie de grosimea pereţilor bucşelor turnate, se înlătură dezavantajele arătate.

La analiza metalografică, bucşele trebuie să prezinte următorii constituenţi structurali : masa de bază perlitică cu granulaţie fină ; grafit sub formă de lamele fine ; eutectic fosforos, pe cît posibil sub formă de reţea continuă.

Este indicată lipsa feritei (maximum 5%) şi nu se admite existenţa cementitei.

În figura 1 *a* este prezentată microstructura indicată pentru bucşele de cilindru, în figura 1 *b* — reţeaua de eutectic fosforos, iar în figura 1 *c* — dispoziţia şi forma grafitului.

Prezenţa eutecticului fosforos este necesară în microstructura bucşelor deoarece măreşte rezistenţa la uzură. În cazurile cînd acest constituent lipseşte, uzura creşte simţitor. La turnarea centrifugală a bucşelor de cilindru, repartiţia eutecticului fosforos este mai uniformă decît pentru turnarea statică.

Dacă structura prezintă mai mult de 5% ferită, duritatea bucşelor scade, iar în funcţionarea ansamblului bucşă-segmenţi apar defecţiuni, în special gripaje.

Aşa cum s-a arătat mai sus, bucşele de cilindru se toarnă din fontă cenuşie perlitică, care poate

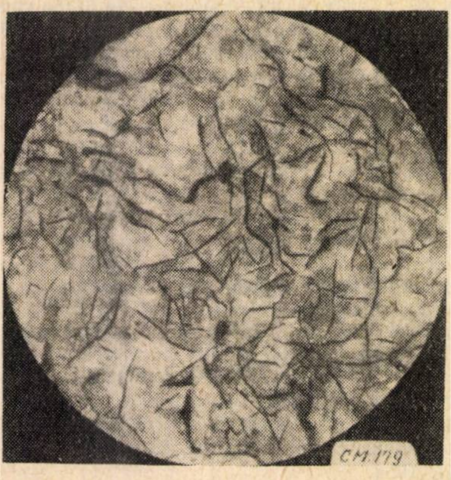


Fig. 1 a

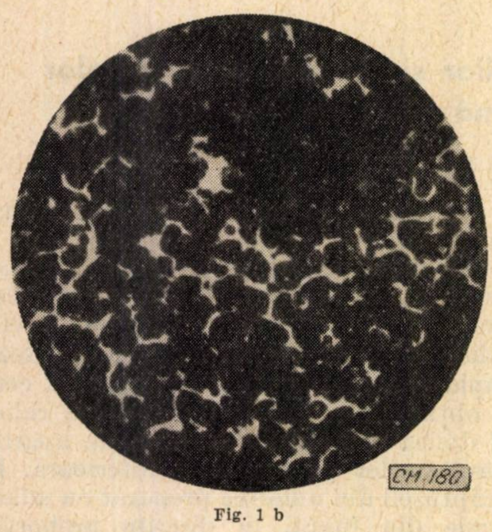


Fig. 1 b

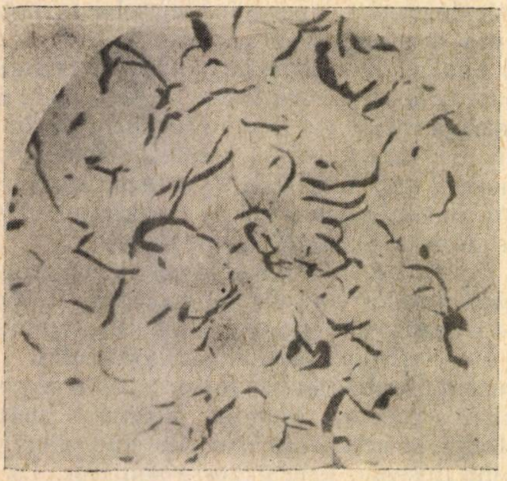


Fig. 1 c

să fie nealiată sau slab aliată. Din fontă cenuşie nealiată se toarnă în special bucşele al căror diametru interior nu depăşeşte 100 mm, iar din fontă slab aliată se toarnă bucşe cu diametru peste 100 mm. Alierea fontei are ca scop asigurarea unor proprietăţi mecanice superioare şi omogene în toată masa pieselor turnate. Elementele de aliere cel mai des utilizate sînt cromul, nichelul, molibdenul, vanadiul şi uneori cuprul, ca înlocuitor al nichelului. Calităţile de fontă slab aliată utilizate pentru bucşele de cilindru sînt următoarele: fonte aliate cu crom şi nichel; fonte aliate cu crom şi molibden; fonte aliate cu crom şi vanadiu; fonte aliate cu crom şi cupru.

În ceea ce priveşte utilizarea cuprului trebuie reţinut faptul că, dacă acest element este în proporţie mai mare de 0,4 %, formează compuşi care se separă între cristale, favorizînd corodarea suprafeţelor şi prejudiciind calitatea bucşelor.

Comportarea bucşelor în condiţiile de frecare din timpul exploatării este influenţată de structura fontei, în special de mărimea, forma, dispoţia şi repartizarea separaţiilor de grafit şi de mărimea grăunţilor de perlită.

Constituenţii metalografici sînt determinaţi de constituţia chimică (în special conţinutul de carbon, siliciu şi elemente de aliere) şi de viteza de răcire.

Separaţiile de grafit influenţează în mod favorabil frecarea dintre bucşă şi segment, favorizînd şi reţinerea uleiului pentru ungere. În cazurile cînd aceste separaţii sînt mari, ele scad rezistenţa mecanică a fontei.

În afară de bucşele turnate din fontă cu grafit lamelar, utilizate în majoritatea cazurilor, s-au făcut şi încercări cu bucşe turnate din fontă cu grafit nodular, care au dat rezultate bune, deoarece în dreptul zonelor cu grafit se formează pungi care reţin uleiul şi îmbunătăţesc condiţiile de frecare.

Bucşele de cilindru nu trebuie să prezinte defecte de turnare, aşa cum s-a arătat. Se admit totuşi unele defecte cum sînt porozităţi pe suprafaţa exterioară şi chiar pe suprafaţa interioară, cu excepţia zonei dinspre camera de ardere. Lungimea acestei zone variază de la caz la caz între 1/5 şi 1/3 din lungimea bucşei. Dimensiunile şi numărul porilor se stabilesc în funcţie de solicitarea şi mărimea bucşei. Nu se admit defecte provocate de incluziuni de amestec de formare (nisip), deoarece acestea reprezintă surse de material abraziv.

Este interesant de analizat influenţa unor defecte asupra comportării în exploatare a ansamblului bucşă-segmenţi.

De exemplu, la Uzinele „23 August" s-au turnat centrifugal bucşe de cilindru în forme metalice căptuşite cu amestec de formare. În stare brută, bucşele aveau lungimea 460 mm, diametrul exterior 208 mm şi grosimea peretelui 30—32 mm.

În timpul solidificării, datorită vitezei de răcire scăzute, apăreau microretasuri în corpul bucșei, în special în zonele din interior. Aceste defecte se puneau în evidență, în general, la operația de rodare interioară.

În cazul cînd asemenea defecte erau în număr mai mare de 5 pe 1 cm^2 de suprafață interioară, iar dimensiunea lor cea mai mare depășea 0,5 mm, uzura bucșelor în timpul funcționării era mult mai mare decît cea normală și creștea cu cît defectele erau mai numeroase și mai mari. Cînd microretasurile erau mai rare și cu dimensiuni mai mici, ele nu influențau substanțial uzura. De exemplu, la un motor de 700 CP cu 12 cilindri, care a funcționat circa 6 500 h cu astfel de bucșe, uzura medie a fost 0,07—0,09 mm.

Datorită microretasurilor numeroase și cu dimensiuni mari care apăreau la turnare, s-a trecut la căptușirea formelor metalice cu un amestec de formare preparat cu șpan de fontă. În felul acesta viteza de răcire în zona exterioară s-a mărit și microretasurile au fost în mare măsură înlăturate.

Alt defect întîlnit la turnarea bucșelor de cilindru a fost așa-zisul eutectic ternar, care constă din eutectic fosforos asociat cu carburi. Acest constituent, avînd duritate mare (peste 500 unități Brinell), mărește duritatea bucșelor. Ca urmare, prelucrarea mecanică se face greu, iar uzura sculelor așchietoare este mare.

Utilizarea bucșelor de acest fel este contraindicată datorită tendinței lor de fisurare și uzurii deosebit de mare a segmenților.

Prevenirea acestei structuri nedorite este posibilă printr-o elaborare foarte îngrijită a materialului.

În ce privește segmenții, aceștia se obțin prin turnarea statică sau centrifugală. Turnarea statică se utilizează pe scară mai largă decît cea centrifugală, și pentru obținerea de segmenți individuali (turnare în ciorchine) sau bucșe pentru un număr mai mare de segmenți. Forma segmenților turnați poate să fie circulară sau ovală. Structura metalografică a segmenților este asemănătoare cu a bucșelor de cilindru, avînd în general aceiași constituenți. În ceea ce privește prezența feritei, procentul admis crește o dată cu diametrul segmenților, ajungînd la 10% pentru segmenți cu diametrul mai mare de 350 mm. Pentru mărirea modulului de elasticitate, în special la segmenții cu dimensiuni mari, se adaugă elemente de aliere (crom, nichel, molibden, vanadiu) în cantități mici.

Pentru bucșele de cilindru și segmenții care se utilizează cu structurile metalografice obținute din turnare se aplică tratamente termice care nu determină modificări de constituenți. La bucșele de cilindru fabricate în Uzinele „23 August" se aplică o detensionare (500—550°C), după prelucrările de eboșare. Segmenților li se aplică un tratament termic de termofixare și, pentru mărirea rezistenței la uzură, un tratament de îmbunătățire (călire urmată de revenire). În acest caz se ridică duritatea pînă la 40 HRC. Se urmărește astfel obținerea unei durități mari a segmenților, deoarece uzura acestora este mai mare în timp decît a cilindrului, datorită suprafeței de frecare mai reduse.

La motoarele cu turații și solicitări mari, suprafețele interioare ale bucșelor de cilindru se cromează sau se nitrurează. Astfel de bucșe sînt cunoscute în practică sub denumirea de bucșe speciale și sînt utilizate, de regulă, la motoarele pentru automobile de performanță și la motoarele de avion.

Împotriva coroziunii se protejează bucșele de cilindru la exterior prin aluminizare sau sulfizare.

Avînd în vedere solicitarea sporită a primilor segmenți de compresiune, se iau măsuri în tehnologia de execuție a pistonului și segmenților pentru obținerea unei uzuri cît mai uniforme. În afară de unele măsuri constructive, aplicate pistonului, se practică pe scară largă acoperirea segmenților prin diferite procedee.

Se aplică în general cromarea primului segment de compresiune, cel mai solicitat de gazele de ardere (metoda se experimentează la Uzinele „23 August"). Prin cromare, uzura segmentului scade substanțial, micșorîndu-se de 4—5 ori față de uzura segmentului necromat. În figura 2 este prezentată creșterea procentuală a uzurii segmenților sub acțiunea gazelor de ardere din cilindru. Curba *I* reprezintă creșterea uzurii segmenților neacoperiți, iar curba *II* — creșterea uzurii segmenților cromați.

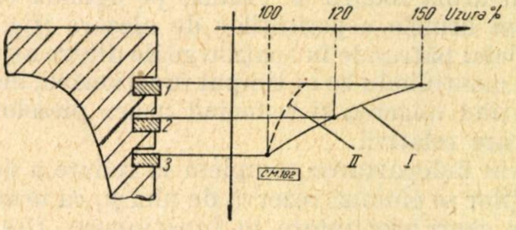


Fig. 2

La motoarele rapide, puternic solicitate, se cromează și al doilea segment de compresiune.

Un alt procedeu de acoperire este fosfatarea segmenților de ungere și a segmenților de compresiune *2* și *3*, în scopul îmbunătățirii frecării.

În unele cazuri se execută oxidarea suprafețelor segmentului prin încălzire într-un mediu oxidant, obținîndu-se de asemenea o rezistență mărită la uzură.

Un procedeu mai puțin utilizat este acoperirea suprafeței segmenților cu un strat de protecție, constituit din rășini fenolice amestecate cu pulbere de grafit.

În cazul unei producții de serie este foarte important ca tehnologia de finisare interioară a cilindrilor să fie astfel aleasă, încît să asigure funcționarea ansamblului piston-cilindru în bune condiţii, o uzură cît mai mică a segmenţilor şi a oglinzii cilindrului şi o economicitate a prelucrării (timp, manoperă şi scule) cît mai mare.

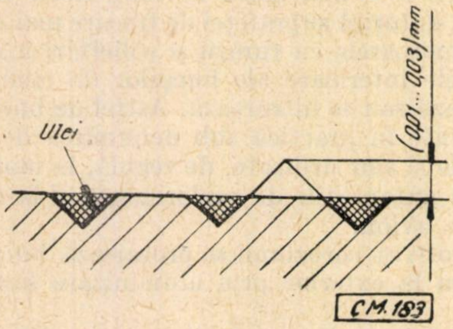


Fig. 3

La Uzinele „23 August'' finisarea interioară a cilindrilor de motor constă dintr-o strunjire fină (alezare), urmată de rodare prin dorn extensibil cu pietre (honuire). În urma acestor operaţii se obţine un înalt grad de netezime.

Adaosul de prelucrare care se elimină prin rodare trebuie să aibă o valoare bine precizată în urma unor probe experimentale care preced stabilirea definitivă a tehnologiei. Este necesar ca în urma rodării să rămînă pe oglinda cilindrului urmele asperităţilor de alezare (fig. 3).

Uleiul pătrunde în spaţiile goale dintre asperităţi, menţinîndu-se în timpul funcţionării, îmbunătăţind ungerea şi reducînd uzura pieselor în mişcare relativă.

Prin îndepărtarea completă la rodare a asperităţilor se elimină rezerva de ulei şi, ca urmare, apar uzuri pronunţate în funcţionare. Din alt punct de vedere, prin îndepărtarea la rodare a unui strat de grosime mare, rezistenţa determinată de cilindru atinge valori importante, pietrele de pe dornul extensibil deformînd cilindrul; pe oglindă apare un filet cu pasul mare ca urmare a mişcării elicoidale a tijei cu dorn extensibil. Urmarea acestui fapt este modificarea geometriei oglinzii cilindrului şi apariţia scăpărilor de gaze de ardere în carterul motorului, în timpul funcţionării. Din acest punct de vedere rodarea trebuie condusă foarte atent, în special la bucşele de cilindru cu pereţi subţiri care se deformează uşor.

Un ultim dezavantaj, determinat de îndepărtarea la rodare a unui strat gros, îl constituie timpul de lucru foarte lung, necorespunzător unei fabricaţii de serie.

În urma experimentărilor efectuate la Uzinele „23 August'' pe baza prescripţiilor expuse şi cu considerarea rezultatelor obţinute la bancul de probă, s-a stabilit ca prin rodare să se îndepărteze numai vîrfurile asperităţilor (0,01—0,03 mm fig. 3), acestea fiind soluţia cea mai avantajoasă din punct de vedere funcţional şi economic.

Pentru obţinerea unei uzuri reduse a ansamblului cilindru-segmenţi şi pentru o evacuare eficientă a căldurii spre exterior este necesar ca suprafaţa de lucru a segmenţilor să prezinte un înalt grad de netezime. Aceasta se obţine în mod curent prin rectificare.

În scopul obţinerii unor uzuri cît mai egale, duritatea segmenţilor de compresiune este în general mai mare decît a segmenţilor de ungere cu 15 ÷ 20%.

O soluţie constructivă tot mai frecvent utilizată este execuţia segmenţilor avînd conicitate exterioară. În acest mod, în funcţionare, în special în perioada de rodaj, suprafaţa de contact între cele două piese creşte continuu, asigurînd etanşarea.

Normele de control şi recepţie pentru segmenţi şi cilindri sînt specifice fiecărei uzine constructoare de motoare. În primul rînd aceste norme se referă la controlul dimensional şi de aspect.

Geometria corectă a cilindrilor şi segmenţilor este esenţială pentru o exploatare normală şi pentru obţinerea unor uzuri mici. Nerespectarea acestei geometrii în cazul cilindrilor (ovalităţi şi conicităţi nepermise) aduce prejudicii însemnate: ungere necorespunzătoare datorită micşorării grosimii filmului de ulei, vibraţia segmenţilor, griparea pistonului. În cazul segmenţilor, nerespectarea geometriei duce la scăpări de gaze în carter, pătrunderea uleiului spre camera de ardere urmată de cocsări etc. Abaterile mici de la geometria prescrisă, chiar dacă nu generează defecte grave, amplifică mult uzura pieselor.

Alte probe utilizate sînt următoarele: analiza chimică şi metalografică, controlul durităţii, verificarea calităţii suprafeţelor, proba fonică la bucşele de cilindru, verificarea elasticităţii segmenţilor prin măsurarea valorii forţei tangenţiale şi verificarea stratului de acoperire depus pe segmenţi, pentru preîntîmpinarea desprinderii lui în timpul funcţionării.

Căile de reducere a uzurii segmenţilor şi cilindrilor formează unul dintre obiectele importante de studiu în construcţia de motoare, datorită influenţei deosebite pe care o exercită asupra măririi performanţelor motoarelor şi creşterii continue a economicităţii fabricaţiei.

CZ 621.753.1

Valoarea nominală și toleranța unei cote în tehnologie

HARRY ENGEL

În atelierele de prelucrare apar uneori probleme cu aspect aparent teoretic care, dacă nu sînt rezolvate și lămurite în mod corect, devin cauza unor erori ce duc la apariția rebuturilor.

O astfel de problemă, des ridicată și discutată, este noțiunea de valoare nominală.

În desenele corect executate, cotele sînt indicate prin două elemente : valoarea nominală a cotei și cîmpul de toleranță de execuție a valorii nominale. Cînd valoarea nominală a cotei nu este cuprinsă în cîmpul de toleranță, pot apărea erori de interpretare; executînd o piesă precis, la valorile nominale, ea nu va fi bună, anumite dimensiuni fiind sub sau peste abaterea admisă. În această situație se găsesc toate dimensiunile tolerate forțat, presat, liber etc.

Executantul se poate întreba de ce i se indică în planul de operații o cotă cu o valoare nominală care de fapt nu e bună, ca de exemplu Ø $100^{-0{,}120}_{-0{,}175}$ (*ja*2), cînd i s-ar putea indica o valoare nominală corespunzătoare și față de care să poată apărea abateri. Scopul articolului este de a lămuri această problemă și de a preciza o soluție mai simplă, din punctul de vedere al executantului, pentru cotarea și tolerarea dimensiunilor, în cadrul planurilor de operații.

De la început, trebuie deosebite două puncte de vedere :

— punctul de vedere al serviciului de proiectare și al montajului, care privește piesele în interdependența lor, deci consideră subansamblurile, ansamblurile, produsul;

— punctul de vedere al secțiilor prelucrătoare, care privesc piesele ca unicate, deci ca piese de sine stătătoare, independente unele de altele.

Tehnologul trebuie să se încadreze în aceste două puncte de vedere : prescrie tehnologia de fabricație sub formă de planuri de operații pentru piesele luate separat, dar la fiecare piesă trebuie să țină seamă de toate piesele cu care este corelată și de influența acestei corelații asupra piesei considerate (tipuri de ajustaje, suprafețe tratate, calitatea suprafeței etc.).

Aceste aspecte fiind precizate, se poate trece la problema propriu-zisă.

Legătura dintre două sau mai multe piese în contact se caracterizează prin două elemente :

— ajustajul reprezentînd caracterul contactului dintre piese;

— dimensiunea (cota) de legătură între piese.

Ajustajul se determină studiind funcționarea ansamblului, subansamblului sau produsului; rezultă caracterul contactului dintre piesele respective, acesta putînd fi forțat, presat, alunecător, cu joc, liber etc.

Cota de legătură se determină fie din considerente constructive, fie ca rezultat al unui calcul de rezistență. Această cotă de legătură apare în desen sub forma valorii nominale, fiind deci o mărime caracteristică nu pentru una, ci pentru două sau mai multe piese.

Există și alte elemente (de exemplu, clasa de precizie a suprafețelor), dar acestea nu prezintă legătură cu problema examinată.

Valoarea nominală a cotei se numește dimensiunea de legătură, de interdependență între elementele în contact, și se consideră ca valoare nominală pentru toate piesele reciproce.

Ajustajul — caracterul contactului — se găsește exprimat în cotă, sub forma abaterilor admisibile, sub forma cîmpului de toleranță. Pentru diferitele ajustaje, acest cîmp ocupă poziții diferite față de valoarea nominală, tocmai pentru a asigura caracterul prescris al contactului. Din acest motiv există ajustaje la care cota nominală cade în afara cîmpului de toleranță; aceste ajustaje sînt următoarele : *sc* (presat la cald), *sb* (presat), *td* (blocat), *tc* (forțat), *jd* (semiliber), *jc* (liber), *jb* (larg) și *ja* (foarte larg).

De exemplu :

Ø 25 *sc* 2	+0,062	25,062	
	+0,039	25,039	
Ø 30 *sb* 6	+0,270		30,270
	+0,225		30,225
Ø 80 *jc* 7	−0,200	79,800	
	−0,600	79,400	
Ø 105 *jb* 6	−0,230		104,770
	−0,460		104,540
Ø 210 *ja* 2	−0,180	209,820	
	−0,250	209,750	

Pentru a putea standardiza (sau normaliza) sculele tăietoare s-au elaborat două sisteme de ajustaje : arbore unitar, în care arborii sînt menținuți constanți cu același cîmp de toleranță, și alezaj unitar, în care alezajele sînt executate cu același cîmp de toleranță, arborii primind diferite cîmpuri de toleranță în funcție de ajustajul, deci de contactul, prescris.

În construcția de mașini, sistemul întrebuințat este alezajul unitar datorită tehnologiei mult mai simple a prelucrării. Între puținele excepții de la această regulă, cea mai cunoscută este cazul rulmenților care, fiind fabricați ca arbore unitar, urmează ca alezajul în care se montează să fie prelucrat în sistemul arbore unitar.

În cazul cel mai frecvent — alezaj unitar — alezajele vor fi prelucrate totdeauna la cota N^{+s}_{-0} (ajustaj *je* alunecător).

Studiind această cotă, se constată că valoarea nominală respectivă este cuprinsă în cîmpul de toleranță, fiind chiar limita inferioară. A doua constatare este că cîmpul de toleranță e pozitiv, ceea ce la alezaje înseamnă că gaura poate fi executată și mai mare. În limbaj tehnologic deci, întîi se atinge valoarea nominală a cotei, pe urmă se face încadrarea în cîmpul de toleranță. Din punctul de vedere al executantului (strungar, rectificator etc.), acesta este cazul cel mai ușor de realizat.

La arbori, la toleranța în ajustajul alunecător *je*, cota se prezintă sub forma N^{+0}_{-i}, putîndu-se face aceleași constatări ca și la ajustajul similar de la alezaje: valoarea nominală e cuprinsă în cîmpul de toleranță, dar ca limită superioară, iar cîmpul de toleranță în continuare, negativ; sensul de prelucrare la arbori este invers față de alezaje, de la mare la mic. Deci și de data aceasta executantul atinge întîi valoarea nominală a cotei și pe urmă se încadrează în cîmpul de toleranță.

În cadrul unei producții organizate de serie sau masă, piesele se execută pe baza unui plan de operații conceput de serviciul tehnologic. Între multele probleme de care trebuie să țină seamă tehnologul la elaborarea planului de operații, ca economicitatea variantei tehnologice prescrise, utilajul existent etc., figurează și expunerea cît mai inteligibilă a operațiilor și a fazelor pe care executantul le are de realizat. Acest lucru atrage după sine atît o înțelegere mai rapidă a desenului, cît și o reducere simțitoare a posibilităților de rebutare.

În cazul unor alezaje lucrînd în sistemul alezaj unitar, problema este cît se poate de simplă: valoarea nominală indicată pe desen este cuprinsă în cîmpul de toleranță, iar ajustajul indicat *JE* este cel mai ușor de executat, datorită amplasării cîmpului de toleranță față de valoarea nominală; în timpul prelucrării, se atinge întîi cota nominală, iar cîmpul de toleranță urmează în continuare.

În cazul arborilor, situația este complet diferită pentru toate tipurile de ajustaje, cu excepția celui alunecător *je* care e analog cu ajustajele unitare. La o parte din ajustaje, valoarea nominală nu se găsește cuprinsă în cîmpul de toleranță (presat la cald — *sc*, presat — *sb*, presat ușor — *sa*, blocat — *td*, forțat — *tc*, aderent — *tb*, semiliber — *jd*, liber — *jc*, larg — *jb* și foarte larg — *ja*). La altele, valoarea nominală se găsește cuprinsă în cîmpul de toleranță, dar plasată în mod dezavantajos (față de *je*), din punctul de vedere al prelucrării (cu frecare — *ta*). Totuși și acest ultim caz e mai avantajos decît cele indicate mai sus, putînd apărea două cazuri:

— rebut remaniabil, atunci cînd cîmpul de toleranță este atins continuînd prelucrarea (toleranțe negative, deci ajustajele *jd*, *jc*, *jb* și *ja*);

— rebut definitiv, atunci cînd cîmpul de toleranță a fost depășit pînă la atingerea valorii nominale (toleranțe pozitive, deci ajustajele *sc*, *sb*, *sa*, *td*, *tc* și *tb*).

În primul caz se pierde timp în plus pentru prelucrarea restului de material, aspect care în foarte multe cazuri se poate evita.

În al doilea caz, pierderea e și mai evidentă, toată piesa fiind rebutată.

Tehnologul — proiectant de planuri de operații — trebuie să asigure realizarea piesei conform desenului elaborat de constructor.

Metodele prin care realizează formele, dimensiunile și calitățile prescrise nu-l privesc pe constructor, atîta timp cît piesa corespunde prescripțiilor și realizarea e economică.

Făcînd legătura și cu cele arătate mai sus, în planurile de operații se pot indica cote de prelucrare cu valori nominale și toleranțe alese în mod mai avantajos, în scopul de a evita pierderea de timp necesară studiului cotelor din desen, manopera în plus sau, în alte cazuri, rebutarea piesei.

În acest sens, pe desenul operației respective, tehnologul va recalcula valoarea nominală a cotei de executat în funcție de toleranța indicată, astfel ca toleranța rezultată să corespundă ajustajului alunecător *je*, chiar dacă nu ca valoare, dar ca dispunere a cîmpului de toleranță față de valoarea nominală (fig. 1).

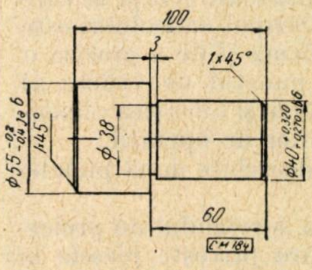

100
3
1x45°
$\phi 55^{-0.2}_{-0.4}$ jb 6
1x45°
$\phi 38$
$\phi 40^{+0.320}_{+0.270}$ sb 6
60
CM 184

Fig. 1

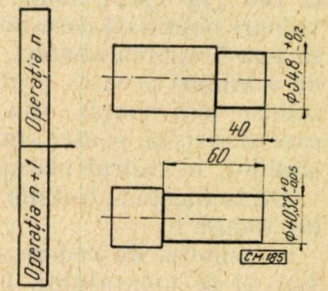


Fig. 2

Piesa din figura 1 conține două fusuri cu dimensiunile indicate în desen Ø 55 $^{-0,2}_{-0,4}$ *jb* 6 și ∅ 40 $^{+0,320}_{+0,270}$ *sb* 6. Dacă se prelucrează la cota nominală, nici unul dintre diametre nu va corespunde. Diametrul de 55 trebuie prelucrat în continuare cu încă 2—4 zecimi, iar diametrul de 40 nu mai poate fi nici măcar corectat, fiind depășită și limita inferioară a cîmpului de toleranță; toată piesa va fi deci rebutată.

Dacă se face un plan de operații pentru executarea acestei piese, tehnologul poate contribui la eliminarea posibilității de rebutare, indicînd operațiile respective (fig. 2).

Pentru recalcularea valorii nominale se notează:

Nt — valoarea nominală tehnologică;
St — limita superioară a noii toleranțe;
it — limita inferioară a noii toleranțe;
N — valoarea nominală a cotei din desen;

S — limita superioară a toleranței;

i — limita inferioară a toleranței, considerîndu-se relațiile:

$Nt = N + (\pm S)$; $St = 0$; $it = i - S$.

Aceste relații sînt valabile numai la arbori. La alezaje (dacă se ivește cazul) S-urile se inversează cu i.

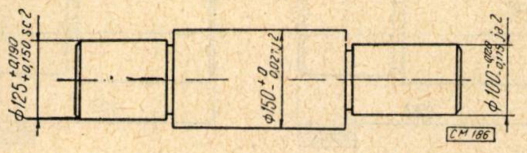


Fig. 3

Controlul acestor dimensiuni cu instrumente universale (șubler, micrometru), se face în condiții normale.

Controlul va verifica deci cotele Ø $54{,}8^{+0}_{-0{,}2}$ și Ø $40{,}32^{+0}_{-0{,}05}$. Dacă acest control se face însă cu calibre, schimbarea valorii nominale nu provoacă greutăți nici în acest caz, deoarece în formularul tip al planului de operații, la rubrica verificatoare, se indică:

— calibru potcoavă Ø 55 *jb* 6 nr. ...;

— calibru potcoavă Ø 40 *sb* 6 nr. ....

Executantul are astfel toate datele necesare pentru a cere calibrul potrivit, ca și controlorul tehnic care va verifica aceste dimensiuni.

În cadrul clasei a 2-a de precizie, posibilitățile de a greși sînt încă și mai mari, mai ales la suprafețele care comportă rectificări, din cauza adaosurilor de prelucrare (fig. 3).

Judecînd după valorile nominale, tehnologul va indica — în mod greșit — cotele pentru operația de strunjire de finisare, considerînd adaosul de prelucrare de 0,3—0,4 mm pe diametru (fig. 4).

Ca rezultat al strunjirii, rectificatorul va primi piesa cu următoarele adaosuri:

— pentru Ø 125 *sc* 2, adaos de 0,11 mm/diametru;

— pentru Ø 150 *je* 2, adaos de 0,3 mm/diametru;

— pentru Ø 100 *ja* 2, adaos de 0,52 mm/diametru.

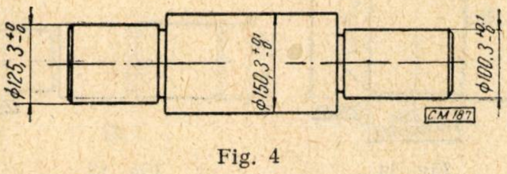


Fig. 4

Adaosul este normal numai pentru Ø 150. Pentru Ø 125 este prea mic, iar pentru Ø 100 e mult prea mare.

Acest lucru s-ar putea evita dacă planul de operații ar fi întocmit pornind de la piesa finită și ținînd seamă de valoarea nominală a diametrului, toleranțele respective și de adaosurile de prelucrare.

Rectificare (fig. 5):

— diametrul 1 — Ø $125^{+0{,}19}_{+0{,}15}$ *sc* 2;

— $Nt = N + (\pm S) = 125 + (+0{,}19) = 125{,}19$;

— $St = 0$;

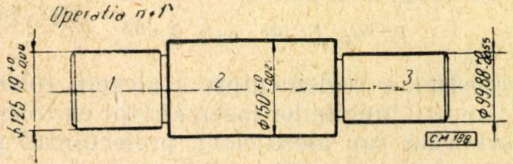


Fig. 5

— $it = i - S = 0{,}150 - 0{,}190 = 0{,}04$;

— cota $125{,}19^{+0}_{-0{,}04}$;

— diametrul 2 — Ø $150^{+0}_{-0{,}027}$ *je* 2.

Limita superioară a toleranței fiind 0 (din cauza ajustajului *je* 2), valoarea nominală și toleranțele rămîn neschimbate:

— diametrul 3 — Ø $100^{-0{,}120}_{-0{,}175}$ *ja* 2;

— $Nt = 100 + (-0{,}120) = 99{,}88$;

— $St = 0$;

— $it = -0{,}175 - (-0{,}120) = -0{,}055$;

— cota $99{,}88^{+0}_{-0{,}055}$.

Avînd aceste dimensiuni, se pune adaosul de prelucrare de 0,3—0,4 mm.

Strunjire (figura 6):

— diametrul 1 — $125{,}19 + 0{,}4 = 125{,}59^{+0}_{-0{,}1}$;

— diametrul 2 — $150 + 0{,}4 = 150{,}4^{+0}_{-0{,}1}$;

— diametrul 3 — $99{,}88 + 0{,}4 = 100{,}28^{+0}_{-0{,}1}$.

De data aceasta, strungarul, executînd piesa la cota nominală, va asigura rectificatorului adaosul de prelucrare corespunzător și, în consecință, dimensiunile finale corecte ale piesei.

Natural, aceste cote apar numai în planurile de operații. Desenul finit al piesei, care apare de obicei pe coperta planului, trebuie să indice cotele la fel ca și desenul constructorului. De asemenea, la indicarea calibrelor pentru verificarea dimensiunilor, trebuie trecută și valoarea nominală a cotei pentru care e făcut calibrul,

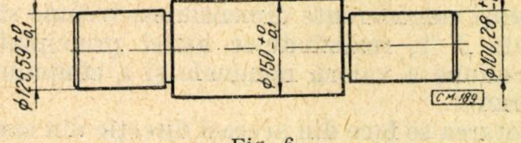


Fig. 6

cu indicarea ajustajului respectiv și a numărului calibrului respectiv. De exemplu:

1) calibru potcoavă Ø 125 *sc* 2 — C.I. 1 364;

2) calibru potcoavă Ø 150 *je* 2 — C.I. 1 365;

3) calibru potcoavă Ø 100 *ja* 2 — C.I. 1 367.

O asemenea notare a cotelor în planurile de operații este indicată pentru profile rotunde: arbori (pentru sistemul alezaj unitar) și alezaje (pentru sistemul arbore unitar).

În afara acestor tipuri de cote, în desene mai apar cotele tolerate ale lungimilor. La aceste cote, toleranțele sînt indicate destul de variat:

$$L^{+0,2},\ L^{-1,35}\ \text{sau}\ L^{\pm 0,5}.$$

Neexistînd o reglementare a alegerii toleranțelor în cazul lungimilor (asemănător cu toleranțele arborilor sau alezajelor), proiectantul precizează toleranțele prin considerarea lanțurilor de dimensiuni care intervin.

Din punct de vedere tehnologic e mai bine dacă și aceste toleranțe sînt precizate în mod corespunzător. Din studiul prelucrării acestor dimensiuni se poate determina și forma cea mai corectă de indicare a cotelor.

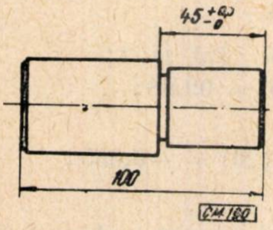


Fig. 7

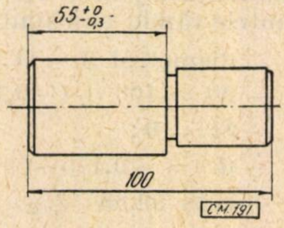


Fig. 8

În linii mari se pot deosebi două asemenea dimensiuni:

— dimensiuni de prelucrat, cînd cota respectivă indică lungimea la care trebuie prelucrată piesa; în acest caz, cota se obține progresiv; în timpul funcționării mașinii;

— dimensiuni de poziționare, care indică locul unde trebuie începută o operație, servind deci la reglarea sculei în poziția de lucru.

În primul caz este indicat să se dea cota astfel ca în timpul prelucrării să fie atinsă întîi valoarea nominală a cotei (care să fie una dintre limitele cîmpului de toleranță) și apoi să urmeze chiar cîmpul de toleranță. Acest lucru înseamnă că dacă se cotează din direcția dinspre care se prelucrează, dimensiunea va fi cotată N^{+S}_{-0} (asemănător ajustajului JE). În caz că, din anumite motive, cotarea se face din partea opusă, din aceleași considerente dimensiunea trebuie să fie cotată N^{+0}_{-S}, realizîndu-se astfel principiul de succesiune a valorii nominale și a cîmpului de toleranță.

Cotarea se face din aceeași direcție din care se prelucrează, cota fiind tolerată în plus (fig. 7).

Cotarea se face din sens contrar față de sensul prelucrării, cota fiind tolerată în minus (fig. 8).

În cel de-al doilea caz (dimensiunile de poziționare), dimensiunea nu se atinge în timpul lucrului efectiv al mașinii, ci se reglează înaintea începerii lucrului (de exemplu, strunjirea unor degajări, distanța dintre două găuri etc.).

Pentru acest gen de lucrări, cel mai indicat sistem de cotare constă în plasarea valorii nominale la mijlocul cîmpului de toleranțe, deci sub forma L^{+S}_{-i}, unde $S = i$. Acest lucru se explică prin aceea că executantul reglează valoarea nominală L de la poziția de referință (care se ia de referință și la cotare). Erorile care pot apărea în ambele sensuri (erori de citire, jocuri în mecanism etc.) vor rămîne în interiorul cîmpului de toleranță, tocmai datorită plasării valorii nominale (fig. 9).

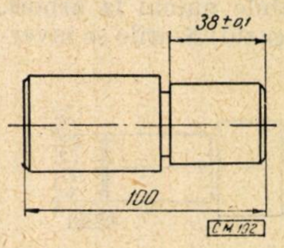


Fig. 9

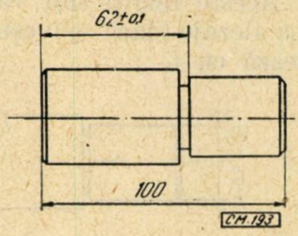


Fig. 10

În acest caz, un avantaj în plus îl constituie și faptul că dacă strungarul execută degajarea și o măsoară din partea opusă, nu-i rămîne decît să scadă din cota totală valoarea nominală, toleranța rămînînd identică (fig. 10).

În afara cazurilor menționate mai pot să apară în practică alte cazuri de cotare cu toleranțe.

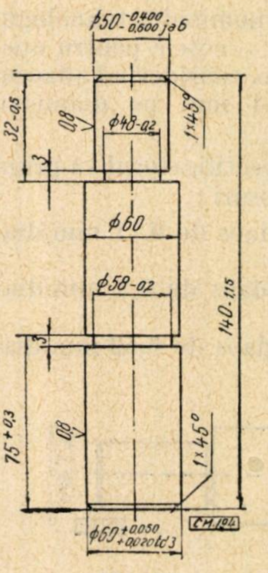


Fig. 11

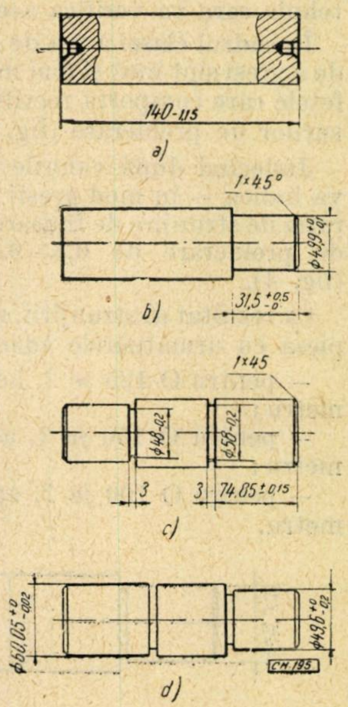


Fig. 12

Acestea vor putea fi considerate de la caz la caz, ținînd seamă de următoarele:

— dacă cota respectivă se obține prin prelucrare, cotarea se face astfel încît să se atingă întîi valoarea nominală, cîmpul de toleranță urmînd în continuare (tipul N^{+S}_{-0});

— dacă cota respectivă caracterizează o dimensiune de poziţionare, cotarea se va face astfel încît valoarea nominală să cadă la mijlocul cîmpului de toleranţă (tipul $N \pm t$);

— valoarea nominală trebuie să fie cuprinsă în cîmpul de toleranţă, fie ca una dintre limite (primul caz), fie la mijlocul intervalului (al doilea caz) (fig. 11).

Plan de operaţii (fig. 12):

1 — debitare;

2 — strunjire, centrare şi flancuri, cota $140^{-1,15}$ (fig. 12, *a*);

3 — strunjit exterior (fig. 12, *b*);

4 — strunjit exterior (fig. 12, *c*);

5 — rectificarea exterioară (fig. 12, *d*) (calibru potcoavă Ø 60 *td* 3 — cl. 3 645; calibru potcoavă Ø 50 *ja* 6 — cl. 3 646).

Consideraţiile privind cotarea planurilor de operaţii pot servi ca bază de discuţii pentru tehnologii proiectanţi de planuri de operaţii. În mod normal, fiecare tehnolog caută să elaboreze planurile de operaţii în modul cel mai clar, cu dimensiunile de execuţie cît mai inteligibil redate şi astfel cotate, încît executantul să le poată realiza cît mai uşor. Cotele trebuie astfel notate (valoarea nominală şi toleranţa), încît să se reducă la minimum posibilităţile de rebutare a pieselor.

CZ 621.9-503.55

Pregătirea şi înregistrarea programului la maşinile-unelte cu comandă după program

ALEXANDRU VAIDA

Există două căi principale pentru mărirea productivităţii maşinilor-unelte: prin utilizarea unor regimuri de prelucrare rapidă, de exemplu prin mărirea vitezelor de aşchiere, adică reducînd timpul de maşină, sau prin automatizarea operaţiilor auxiliare, adică prin reducerea timpului auxiliar.

Din punctul de vedere al automatizării, maşinile-unelte se pot împărţi în două grupe: maşini-unelte pentru producţia în masă sau serie mare şi maşini-unelte pentru producţia individuală sau serie mică.

În cadrul primei grupe, automatizarea este introdusă, în mare măsură, prin maşini-agregat avînd ciclul de funcţionare automat şi linii automate. Aceste maşini necesită o reglare îndelungată, din care cauză nu sînt raţionale în producţia de serie mică.

În cazul producţiei individuale sau de serie mică, folosirea numai a regimurilor de prelucrare intensă nu rezolvă problema productivităţii, deoarece la maşinile-unelte universale timpul de maşină este redus. De aceea, singura cale pentru mărirea productivităţii constă în reducerea timpului auxiliar, adică în automatizarea maşinilor-unelte universale. Noile maşini-unelte prevăzute cu comandă după program corespund acestei cerinţe.

După cum parametrul comandat variază sau rămîne constant în timpul funcţionării maşinii-unelte, există maşini-unelte cu sistem poziţional de comandă după program şi maşini-unelte cu sistem funcţional de comandă după program.

Procesul de pregătire şi înregistrare a programului comportă mai multe etape, prezentate în continuare.

Analiza documentului de bază. Ca documente de bază pentru alcătuirea programului se folosesc desene, fişe tehnologice, regimurile proceselor tehnologice etc. Se analizează posibilităţile sistemului de comandă după program şi posibilităţile tehnice ale maşinii-unelte respective de a corespunde cerinţelor programului de lucru.

Transformarea datelor din documentul de bază. Se efectuează în cazurile cînd, din analiza documentului de bază, se constată că datele obişnuite cuprinse în documentul de bază, respectiv în desene, nu sînt potrivite pentru transpunerea lor directă în program.

Întocmirea tabelelor pentru programare. Tabelele pentru programare cuprind succesiunea efectuării diferitelor operaţii. Servesc la orientarea procesului de înregistrare a programului şi pentru a micşora posibilitatea erorilor.

Tabela, cu toate datele necesare, trece la un operator care înregistrează programul pe port-program. La înregistrarea programului are o importanţă mare experienţa operatorului, deoarece, datorită monotoniei cifrelor înregistrate, pot să apară greşeli. Pericolul apariţiei greşelilor este deosebit de mare în cazul în care operatorul trebuie să facă, paralel cu înregistrarea, şi codificarea programului.

Controlul programului înregistrat. În unele cazuri controlul poate fi efectuat vizual. Procesul este însă îndelungat şi probabilitatea erorilor este relativ mare. De aceea, controlul programului înregistrat se face cu ajutorul unor dispozitive speciale. Principiul de funcţionare a acestor dispozitive constă în compararea aceluiaşi program, înregistrat de două ori. Repetarea aceleiaşi greşeli, în cazul înregistrării neconcomitente a programului, este puţin probabilă.

După control, programul înregistrat pe portprogram este folosit pentru punerea în funcţiune a sistemului de comandă.

La un volum mare al lucrărilor de programare, transformarea datelor documentului de bază şi înregistrarea programului pe portprogram durează mult, iar în cursul acestor operaţii pot apărea greşeli. Din această cauză se fac încercări pentru a automatiza procesul de pregătire a programului cu ajutorul maşinilor electronice de calcul. În ultimul timp se urmăreşte şi automatizarea proiectării tehnologiei prelucrării prin aşchiere, pentru a putea fi studiate mai multe variante ale procesului tehnologic şi a se alege varianta optimă.

Comparînd cele două tipuri de maşini cu comandă poziţională şi funcţională rezultă că cele cu comandă poziţională sînt mult mai răspîndite decît cele cu comandă funcţională, fiind mult mai ieftine şi mai comode în exploatare. Maşinile-unelte cu comandă funcţională îşi găsesc utilizarea la prelucrarea pieselor cu configuraţie foarte complicată şi sînt răspîndite, în special, în industria aeronautică.

În majoritatea ramurilor industriei constructoare de maşini sînt răspîndite maşinile-unelte cu comandă poziţională ; la acestea, mişcările sculelor sau ale piesei se execută după direcţiile axelor de coordonate rectangulare X, Y şi Z. Aceste mişcări nu pot fi comandate şi executate concomitent ; numai după terminarea unei mişcări se poate cupla următoarea. Succesiunea mişcărilor, cum şi comenzile în vederea schimbării vitezelor, avansurilor etc., fac parte din program.

După tipul organului portprogram se deosebesc mai multe sisteme de comandă după program.

Cele mai simple sînt acele sisteme la care comenzile sînt date de opritoare montate pe organele în mişcare ale maşinii sau pe un tambur care, în timpul unui ciclu complet de lucru, execută o singură rotaţie. Cu un astfel de sistem sînt prevăzute multe strunguri-revolver semiautomate şi strunguri de copiat semiautomate.

În scopul de a uşura şi scurta timpul de reglare a maşinii în cazul trecerii de la un tip la alt tip de piesă, se tinde să se introducă tot mai mult sistemele la care programul este înregistrat pe benzi perforate. Cu asemenea sistem de înregistrare sînt înzestrate multe tipuri de maşini-unelte (de exemplu, strungurile semiautomate de copiat TOS, SP-25 şi SP-31, strungul vertical SPK-63, maşina de frezat portal FP-20 şi FP-16, maşina de frezat FB-50-V etc., realizate în R.S.C.).

Maşinile-unelte cu înregistrarea programului pe bandă pot fi grupate după modul în care se limitează lungimea cursei :

— maşini la care lungimea curselor este limitată de opritoare (întreruptoare), pe bandă înregistrîndu-se numai restul de comenzi (avansul rapid, avansul de lucru, sensul şi direcţia mişcărilor etc.) ;

— maşini la care lungimea curselor este limitată fără opritoare ; în acest caz, lungimea curselor este înregistrată pe banda perforată.

Al doilea sistem de comandă după program este foarte răspîndit, deoarece se poate aplica la mai multe tipuri de maşini-unelte, fiind şi foarte economic. Sistemul se mai numeşte — programare numerică simplificată. Cauza pentru care ciclul de lucru al maşinilor de frezat a fost automatizat cu acest sistem de programare simplificată constă în faptul că în construcţia de maşini foarte multe piese au suprafeţele prelucrate dispuse perpendicular una faţă de alta. În plus, automatizarea unui asemenea ciclu de lucru se poate realiza cu cheltuieli relativ reduse.

În continuare se ia în considerare modul de pregătire şi înregistrare a programului pe benzi perforate, aplicat la maşina de frezat cu consolă tip TOS, FB-50-H.

Întocmirea programului. La realizarea ciclului automat la maşina de frezat trebuie avut în vedere că, de fapt, se determină traseul axei frezei. Acest traseu este determinat de profilul suprafeţelor care se prelucrează, corectat în plus sau în minus cu raza frezei. Poziţia iniţială a sculei se stabileşte lateral, în afara conturului exterior al piesei, pentru a nu împiedica schimbarea piesei de prelucrat. După stabilirea poziţiei iniţiale, gradaţiile se reglează la zero. Se asigură astfel un control uşor la revenirea sculei în poziţia iniţială după terminarea ciclului de lucru.

În funcţie de numărul şi poziţia suprafeţelor de prelucrat şi de procedeul de fixare, tehnologul stabileşte succesiunea avantajoasă a mişcărilor sculei, indicînd în schemă mărimea avansului pentru fiecare porţiune de lucru. Se pot obţine trei feluri de avansuri : rapid, de apropiere, de lucru.

La maşinile la care limitarea cursei se face cu ajutorul întreruptoarelor (opritoarelor) există cîte două grupe de opritoare pentru fiecare direcţie după axele OX, OY şi OZ. De exemplu, pentru direcţia OX există o grupă de opritoare pentru limitarea mişcărilor spre stînga, iar pentru mişcările spre dreapta, altă grupă. În fiecare grupă trebuie să existe atîtea opritoare cîte schimbări de avans trebuie să se execute, inclusiv pentru întoarcerea în poziţia iniţială.

La maşinile-unelte care nu au opritoare, cotele la care trebuie comandată oprirea cursei de lucru, schimbarea de avans etc. se înregistrează pe banda perforată.

După definitivarea succesiunii operaţiilor, tehnologul întocmeşte tabela în care sînt introduse datele necesare pentru înregistrarea programului pe portprogram.

Banda perforată, cuprinzînd comenzile necesare prelucrării unei piese, este împărţită într-un număr de porţiuni numite blocuri, egal cu numărul fazelor de lucru. Maşinile de frezat cu opritoare au blocul compus din 30 de poziţii, dispuse pe 6 coloane şi 5 rînduri. Funcţiile fiecărei poziţii depind de tipul maşinii la care se aplică acest sistem. La maşina de frezat, cu mişcări în direcţii perpendiculare (exemplul considerat), blocul este compus din următoarele poziţii (fig. 1): *1* — comandă blocarea maşinii în cazul cînd banda perforată se rupe (nu se perforează niciodată); *2*, *3* — comandă blocarea maşinii în cazul cînd înaintarea benzii nu s-a făcut corect (se perforează la fiecare bloc), poziţiile *1*, *2* şi 3 controlînd funcţionarea dispozitivului de citire; *4* — comandă schimbarea sensului mişcării (se perforează numai în cazul cînd sensul mişcării de avans se modifică în faza următoare); *5* — asigură continuitate în funcţionare (se perforează numai în cazul cînd este necesar ca mişcarea de avans să nu se întrerupă în timpul executării pasului la blocul următor); *6* — comandă oprirea ciclului de lucru (se perforează la terminarea ciclului, după ce scula s-a întors în poziţia iniţială sau, pe parcurs, dacă se impune schimbarea sculei); *7÷12* — comandă mişcările de avans după direcţiile paralele axelor de coordonate *OX*, *OY* şi *OZ*, în ambele sensuri; *13* — comandă avansul rapid; *14* — comandă avansul de lucru; *15* — comandă avansul pentru apropierea de piesă; *19÷20* — comandă coborîrea sau ridicarea consolei maşinii, în vederea îndepărtării piesei de sculă la cursele rapide sau la terminarea ciclului de lucru (scula revine în poziţia iniţială); *25*, *26* — se perforează numai la maşinile fără opritoare şi permite să se facă corectări în cazul cînd diametrul sculei cu care se prelucrează nu corespunde cu diametrul sculei pentru care s-a întocmit programul.

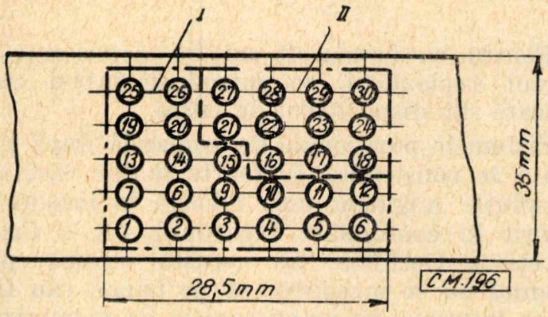


Fig. 1

Componenţa blocului depinde de tipul şi funcţiile maşinii. Din cele arătate rezultă că la maşina de frezat analizată s-au folosit numai poziţiile cîmpului *I*. Pentru alte tipuri de maşini, de exemplu pentru un strung-revolver, blocul prezintă următoarele poziţii (fig. 2): *1÷6*—au aceleaşi funcţii ca şi la maşina de frezat; *7÷9* — se perforează în funcţie de cadranul în care lucrează mecanismul de copiat; *10* — comandă adîncimea aşchiei (eboşare sau finisare); *11*, *12* — nu se folosesc; *13*, *14* — comandă avansul suportului după axa *OX* (stînga, dreapta); *15*, *16* — comandă avansul suportului după axa *OY* (înainte, înapoi); *17*, *18* — avansul capului-revolver; *19÷23* — comandă mărimea avansului; *24* — comandă avansul rapid; *25÷30* — comandă turaţia arborelui principal.

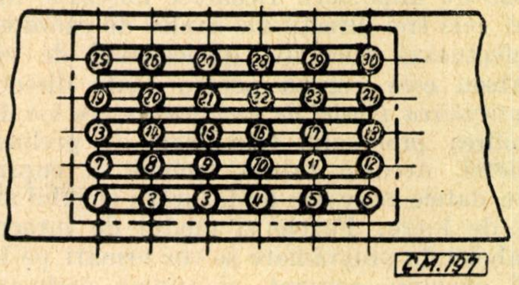


Fig. 2

La maşinile-unelte care lucrează fără opritoare, mărimea cursei după axele de coordonate se înregistrează pe bandă. Banda perforată are un bloc mai lung cuprinzînd, pe lîngă poziţiile comenzilor amintite, şi poziţiile cotei respective. Se utilizează mai multe tipuri de codificare. Unul dintre tipurile mai des întîlnite este redat în figura 3 (s-au reprezentat poziţiile cotei 346, 25 mm).

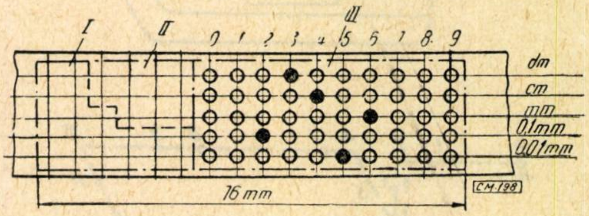


Fig. 3

Un tip de bloc utilizat la maşinile de găurit în coordonate este redat în figura 4.

Obţinerea poziţiei mesei sau a consolei este comandată de dispozitivul de măsurare. Imediat ce banda din dispozitivul de citire a efectuat pasul, contactele (tijele) dispozitivului de citire conectează funcţiile înregistrate pe blocul respectiv. În cîmpul *III*, contactele, prin orificiile perforate, racordează aşa-numitul dispozitiv de citire decatron şi comandă numărul respectiv de impulsuri electrice. Un impuls

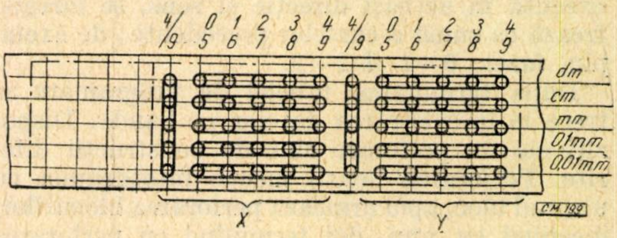


Fig. 4

reprezintă mișcarea mesei sau a consolei pe o distanță de o sutime de milimetru, și astfel cotei de 346,25 mm din figura 3 îi corespund 34 625 de impulsuri. Deoarece mișcările mesei după cele trei direcții ale axelor de coordonate se efectuează succesiv, dispozitivul de citire decatron este comun pentru toate direcțiile.

Intocmirea tabelei de programare are loc după stabilirea procesului tehnologic de prelucrare a piesei. Această tabelă trebuie să cuprindă toate datele necesare desfășurării ciclului automat de lucru. Fazele și modul de întocmire al tabelei de programare se vor urmări pe baza unui exemplu concret, și anume prelucrarea suprafețelor interioare (hașurate) ale piesei reprezentate în figura 5. În aceeași figură este reprezentat și ciclul mișcărilor. Pe orizontală săgețile reprezintă mișcările mesei, iar pe verticală, mișcările consolei. Săgețile reprezentate cu linii continue reprezintă avansuri de lucru sau de apropiere, iar cele cu linii întrerupte, avansul rapid.

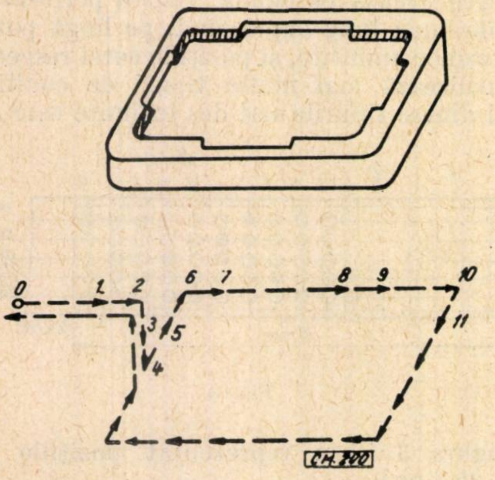


Fig. 5

În tabela de programare sînt cuprinse pe orizontală toate fazele ciclului de mișcări (fig. 5), iar pe verticală funcțiile ce pot fi înregistrate. La fiecare fază se notează numai pozițiile care urmează să fie perforate (tabela 1).

Cursele de lucru (mișcările de avans), care se execută în aceeași direcție și sens, se înregistrează ca sumă a curselor precedente; de exemplu, fazele 0—1 și 1—2.

După terminarea tabelei de programare se trece la înregistrarea datelor pe bandă. Dispozitivele de perforare sînt de construcții diferite. Perforarea benzii începe întotdeauna cu ultimul bloc, apoi urmează perforarea blocurilor, începînd cu unu, doi terminînd cu perforarea din nou a ultimului bloc. Cele două capete se potrivesc astfel, încît cele două blocuri identice să se suprapună precis, după care se lipesc. Se urmărește ca și perforările de pe margini (de antrenare) să coincidă.

Tabela 1

Fazele de lucru	Valori și funcții perforate									
	control	direcția și sensul avansului	felul avansului	funcții ajutătoare	corectare la diametrul sculei	lungimea cursei de lucru				
						dm	cm	mm	0,1 mm	0,01 mm
0—1	2,3	$+X$	13	—	—	—	5	0	—	—
1—2	2,3	$+X$	15	4	—	—	5	5	—	—
2—3	2,3	$-Z$	13	—	—	—	2	0	—	—
3—4	2,3	$-Z$	15	4	—	—	2	5	—	—
4—5	2,3	$+Y$	15	—	—	—	—	3	—	—
5—6	2,3	$+Y$	14	4	—	—	6	3	5	—
6—7	2,3	$+X$	14	5	—	1	5	5	—	—
7—8	2,3	$+X$	13	—	—	3	5	5	—	—
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮

Pentru ca banda să nu fie deteriorată în cursul exploatării, se introduce într-o cutie așezată sub dispozitivul de citire.

Sistemele poziționale de comandă după program se construiesc în foarte multe variante. O soluție originală este folosită la mașina de găurit în coordonate Hydroptic 6A a firmei elvețiene Oerlikon. La această mașină, programul nu se înregistrează pe bandă sau fișe, ci se imprimă pe un mecanism de memorizare electromagnetică (sistem SIP—DIR).

Coordonatele centrelor găurilor care urmează să fie prelucrate se imprimă pe mecanismul de memorizare, în timpul primului ciclu, la comanda muncitorului ce deservește mașina, după ce fiecare cotă de pe axa OX, respectiv axa OY, a fost precis reglată. Toate cotele fiind imprimate, mașina poate fi cuplată pentru un ciclu semiautomat, adică la comanda muncitorului mașina execută, în mod automat, mișcările necesare pentru obținerea cotei dorite.

Această soluție prezintă un mare avantaj și la prelucrarea unei singure piese, dacă pe aceasta se execută două sau mai multe găuri cu o toleranță strînsă pentru distanța dintre axele respective, găurile putînd fi prelucrate prin mai multe treceri. La primele cicluri se execută eboșările, după care pot urma cicluri de finisare. Soluția este avantajoasă, deoarece deplasările se execută foarte precis și în timp scurt. De exemplu, deplasarea între două puncte și oprirea la cota precisă durează, în medie, 10—12 s, ceea ce reprezintă un interval de timp mult mai scurt decît pentru reglarea manuală; în plus, se reduce mult probabilitatea de apariţie a erorilor de reglare. Reiese evident avantajul sporit în cazul prelucrării unui număr mai mare de piese similare.

La ediţiile mai noi ale acestor maşini, sistemul de memorizare electromagnetic SIP—DIR este combinat cu o bandă pe care se înregistrează comenzile ciclului de lucru: comanda executării deplasărilor după axele OX, OY şi OZ (OZ pentru axul principal), schimbarea turaţiei axului principal, variaţia avansului etc.

În concluzie, se precizează o serie de aspecte în legătură cu rentabilitatea folosirii maşinilor-unelte prevăzute cu comandă după program, considerîndu-se un studiu efectuat în S.U.A. în anul 1962. La sfîrşitul anului 1961, în toate ramurile industriei constructoare de maşini din S.U.A. erau în funcţiune circa 2 000 de maşini-unelte cu programare numerică, reprezentînd 156 de tipuri. Dintre acestea, 85% erau maşini cu programare numerică a reglării coordonatelor (sistem poziţional), iar restul de 15%, cu programare numerică pentru prelucrarea suprafeţelor complexe (sistem funcţional). Maşinile-unelte cu sistem poziţional sînt mai ieftine decît cele cu sistem funcţional, însă mult mai scumpe decît maşinile cu comandă manuală. Tocmai datorită acestui considerent s-a crezut, iniţial, că utilizarea acestor maşini poate fi rentabilă numai în producţia de serie mare şi în întreprinderile mari.

Deoarece, din numărul total al întreprinderilor din S.U.A. care folosesc maşini-unelte, peste 60% sînt întreprinderi mici, cu sub 500 de salariaţi, şi la 75% din totalul întreprinderilor seria produselor nu depăşeşte 25 de bucăţi, s-a urmărit măsura în care este rentabilă şi pentru aceste întreprinderi folosirea maşinilor-unelte cu comandă după program.

S-au constatat următoarele:

— la două întreprinderi producătoare de maşini de găurit, care folosesc maşini de găurit şi alezat orizontale cu programare numerică, s-au redus timpii de prelucrare cu 30—50%; din economiile astfel realizate, 80% au rezultat din consumul redus de dispozitive, iar 20% din reducerea timpilor de maşină;

— la o fabrică de avioane utilizînd timp de patru ani strunguri-revolver cu programare numerică, s-a constatat că la strungurile cu reglare manuală timpul de maşină a fost de numai 10% pe schimb, iar la maşinile cu programare numerică, s-a ridicat la 80%; reglarea strungului-revolver normal, pentru o piesă de complexitate medie, este de circa două ore, pe cînd la cel cu programare numerică, de numai 15 min; timpul de prelucrare a unei piese, de la comandă pînă la ambalare, s-a redus de la trei săptămîni la trei zile, iar numărul de piese prelucrate pe schimb s-a mărit de patru ori; amortizarea unui strung-revolver cu comandă manuală se face de regulă în 10 ani, iar pentru cel cu programare numerică, în patru ani; deoarece în majoritatea cazurilor nu sînt necesare dispozitive, cheltuielile de producţie se reduc pînă la 90%;

— la o fabrică de maşini de tipografie, în urma folosirii unui număr de 19 maşini-unelte cu programare numerică s-a constatat că la producerea a 60 de tipuri de piese s-au economisit 750 de dispozitive, micşorîndu-se în acelaşi timp spaţiul productiv şi mărindu-se precizia de prelucrare; s-au redus operaţiile de control şi un mare număr de aparate de măsură şi control; s-a constatat că cheltuielile de producţie s-au redus cu 40%, iar timpii de prelucrare, cu 30—50%.

Rezultate asemănătoare s-au obţinut şi în urma analizei rentabilităţii maşinilor cu programare numerică pentru prelucrarea suprafeţelor complexe (sistemul funcţional). De exemplu, deşi timpul mediu de prelucrare la strunjirea prin copiere este mai scurt (19 min. faţă de 21 min pentru o anumită piesă), prin strunjirea cu programare numerică prelucrarea este mai economică, iar piesa mai precisă. Cele mai însemnate economii au fost înregistrate în industria aeronautică.

Totuşi, nu se poate afirma că în toate cazurile maşinile-unelte cu programare numerică sînt rentabile. De exemplu, pentru prelucrarea unei piese de avion, folosind maşina cu comandă manuală, au fost necesare 960 h. Folosind maşina de copiat cu şablon, timpul s-a redus la 150 h; cu maşina cu programare numerică, timpul este tot de circa 150 h. Se poate deci conchide că nu apar avantaje economice dacă nu se iau în considerare precizia ridicată şi probabilitatea redusă de rebutare.

După verificarea pe scară largă a primelor serii de maşini-unelte prevăzute cu comandă după program, s-a dovedit că aceste maşini sînt mijloace importante pentru ridicarea productivităţii muncii şi calităţii produselor în industria constructoare de maşini.

---

[1] *Sribner, L. A.* şi *Srago, L. K.* Comanda după program a maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1963. [2] *Kucer, I. M.* Stanki s ţifrovîm programnîm upravleniem. Leningrad, 1961. [3] *Tlustý, I.* şi *Zelený, I.* Číslicově řízeně obráběci stroje. Praha, S.N.T.L., 1962. [4] *Preisler, Vymer, Ruzicka.* Programově řízeně obráběci stroje. În: Strojirenství, nr. 3, 1963.

CZ 621.643.412.001.24

Contribuţii la calculul îmbinărilor prin flanşe

ALEXANDRU PAVEL

Metoda de calcul prezentată în acest articol se referă la cazul racordării flanşelor plate, dintr-o bucată (rigide), cu membrane cilindrice subţiri (fig. 1), îmbinarea prin flanşe fiind de tipul cu garnitură dispusă în interiorul circumferinţei şuruburilor (prezoanelor).

Se consideră două cazuri de încărcare a îmbinării prin flanşe : cu moment încovoietor (datorită strîngerii şuruburilor), şi cu presiune interioară uniform distribuită.

În calculele practice se admite, de obicei, că sarcina de calcul P_f (fig. 1) este uniform distribuită pe circumferinţa centrelor şuruburilor (prezoanelor) de diametru D_{cs}. Această sarcină este echilibrată de următoarele trei forţe (fig. 1) :

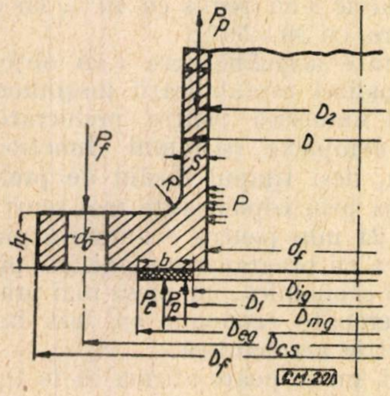


Fig. 1

— forţa axială care acţionează în îmbinare datorită presiunii mediului de lucru, uniform distribuită pe circumferinţa medie a secţiunii transversale a ţevii sau corpului recipientului :

$$P_p = \frac{\pi d_f^2}{4} \cdot p, \text{ kgf} ; \tag{1}$$

— forţa de strîngere pe garnitură, necesară pentru realizarea şi păstrarea etanşeităţii în condiţii de regim, uniform distribuită pe circumferinţa medie a garniturii ; după cum se ştie [1], această forţă se calculează cu formula :

$$P_e = \pi D_{mg}\, b_0\, mp, \text{ kgf} ; \tag{2}$$

— forţa care acţionează pe inelul dintre marginea interioară a flanşei şi raza medie a garniturii, uniform distribuită pe circumferinţa de diametru $D_1 = \frac{D_{mg} + d_f}{2}$; se calculează cu formula :

$$P_p' = \frac{\pi}{4}\,(D_{mg}^2 - d_f^2) \cdot p, \text{ kgf}, \tag{3}$$

în care :

p este presiunea mediului de lucru, kgf/cm² ;
d_f — diametrul interior al flanşei, cm ;
$D_{mg} = \frac{D_{ig} + D_{eg}}{2}$ — diametrul mediu al garniturii, cm ;
b_0 — lăţimea efectivă a garniturii, cm (tabela 1 [1]) ;
m — un coeficient de strîngere care depinde de tipul garniturii şi de tipul îmbinării prin flanşe (tabela 5 [1]).

Se înlocuieşte sistemul de forţe care acţionează asupra flanşei, alcătuit din sarcina de calcul P_f şi forţele P_p, P_e şi P_p', cu un sistem de forţe reduse P_{redus}, a cărui acţiune pe flanşă este echivalentă cu acţiunea tuturor acestor forţe ; deformaţiile flanşei deci nu se schimbă.

Luînd în considerare scăderea rigidităţii discului flanşei datorită practicării găurilor pentru şuruburi (prezoane), pentru forţa redusă P_{redus} a fost obţinută următoarea formulă de calcul [2] :

$$P_{redus} = \frac{P_p(D_{cs} - D_2) + P_e\,(D_{cs} - D_{mg}) + P_p'\,(D_{cs} - D_1)}{D_{cf} - d_f}, \text{ kgf}, \tag{4}$$

în care :

$D_{cf} = D_f \frac{4D_{cs}^2 - zd_0}{4D_{cs}^2 + zd_0}$ este diametrul de calcul al discului flanşei, cm ;
z — numărul de şuruburi (prezoane).

Admiţînd schema de calcul reprezentată în figura 2 şi luînd în considerare scăderea rigidităţii discului flanşei, momentul de încovoiere

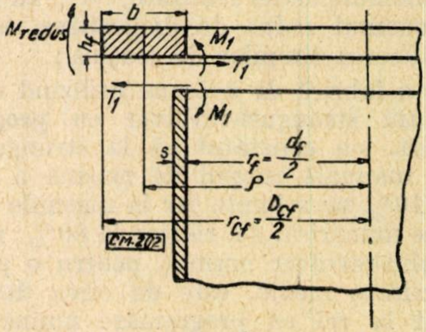


Fig. 2

redus, uniform distribuit pe linia axială a discului flanşei, se determină cu formula :

$$M_{redus} = \frac{\rho}{r} \cdot \frac{P_{redus}}{\pi d_f}, \frac{\text{kgf cm}}{\text{cm}}, \tag{5}$$

în care :

$\frac{P_{redus}}{\pi d_f}$ este sarcina redusă uniform distribuită pe conturul interior al flanşei, kgf/cm ;

$b = \frac{D_{cf} - d_f}{2}$ — lăţimea discului flanşei, cm ;

$\rho = \frac{D_{cf} + d_f}{4}$ — raza medie de calcul a discului flanşei, cm ;

$r = \frac{D_f + d_f}{4}$ — raza medie a discului flanşei, cm.

Rezultă deci că schema fundamentală de calcul (sistemul de bază) conţine numai două necunoscute : forţa transversală (tăietoare) de contur T_1, şi momentul încovoietor de contur M_1. Scriind condiţiile de compatibilitate a deformaţiilor (deplasări şi rotiri) în locul de îmbinare, se obţine un sistem de două ecuaţii cu două necunoscute. Rezolvînd acest sistem pentru $\mu = 0{,}3$ (μ este coeficientul lui Poisson), se obţine [2] următoarea expresie de calcul a forţei tăietoare de contur :

$$T_1 = \frac{2\,K_1\,M_{redus}}{h_f}, \quad \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}, \tag{6}$$

în care :

$$K_1 = \frac{1+n}{A};$$

$$A = 1{,}33 + 2n + 2\,n^2 + 0{,}55\,mn + \frac{0{,}606\,n}{m};$$

$$n = \frac{0{,}553\sqrt{d_f\,s}}{h_f}; \tag{7}$$

$$m = \frac{bh_f^2}{\rho\,s^2}. \tag{8}$$

Tot în cazul $\mu = 0{,}3$, pentru momentul încovoietor de contur s-a obţinut [2] următoarea expresie de calcul :

$$M_1 = nK_2\,M_{redus}, \quad \frac{\text{kgf cm}}{\text{cm}}, \tag{9}$$

în care :

$$K_2 = \frac{1 + 2n + \frac{1}{m}}{A}.$$

Sub acţiunea presiunii interioare, în membrana cilindrică şi în discul flanşei apar tensiuni tangenţiale de întindere şi, în domeniul elastic, proporţional cu acestea, apar deformaţiile respective (alungiri). Din cauză că rigidităţile membranei cilindrice şi discului flanşei sînt diferite, şi aceste deformaţii vor fi diferite.

Diametrul membranei cilindrice tinde să crească mai mult decît diametrul interior al discului flanşei şi, ca o consecinţă a acestui fapt, apar tensiuni de încovoiere în membrană, condiţionate de apariţia forţelor de contur T_{1p} şi M_{1p}. Schema fundamentală de calcul (sistemul de bază) pentru acest caz este reprezentată în figura 3.

Scriind şi în acest caz condiţiile de compatibilitate a deformaţiilor, se obţine un sistem de două ecuaţii cu două necunoscute T_{1p} şi M_{1p}. Rezolvarea acestui sistem pentru $\mu = 0{,}3$ duce [2] la următoarele formule de calcul ale necunoscutelor T_{1p} şi M_{1p} ;

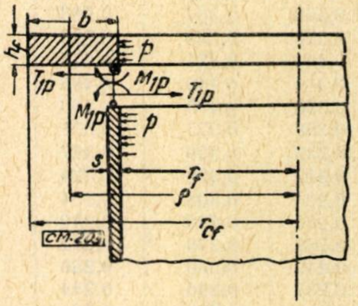


Fig. 3

$$T_{1p} = K_3\,T_0, \quad \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}; \tag{10}$$

$$M_1 = K_4\,M_0, \quad \frac{\text{kgf cm}}{\text{cm}}, \tag{11}$$

în care T_0 reprezintă forţa transversală, iar M_0 — momentul de încovoiere în zona conturului de încastrare rigidă absolută a membranei cilindrice ; aceste mărimi se pot calcula cu formulele :

$$T_0 = 0{,}47\ p\sqrt{d_f s}, \quad \frac{\text{kgf}}{\text{cm}}; \tag{12}$$

$$M_0 = 0{,}13\ p\,d_f\,s, \quad \frac{\text{kgf cm}}{\text{cm}}; \tag{13}$$

K_3, K_4 — coeficienţi ale căror valori se calculează cu formulele :

$$K_3 = \frac{n^2 + 0{,}55\,nm - \frac{0{,}393}{n} - \frac{1}{m}}{A};$$

$$K_4 = \frac{0{,}55\,nm + \frac{1}{nm} - n - \frac{0{,}393}{n}}{A}.$$

Se observă că coeficienţii K_1, K_2, K_3 şi K_4 depind numai de doi parametri — n şi m. Pentru a uşura calculele practice, autorul a întocmit tabelele 1—4 (tabela 1 pentru K_1, tabela 2 pentru K_2, tabela 3 pentru K_3, tabela 4 pentru K_4) care permit determinarea rapidă a mărimii acestor coeficienţi pentru diferite valori $0{,}1 \leqslant n \leqslant 3{,}0$ şi $0{,}5 \leqslant m \leqslant 6{,}0$. Pe baza datelor cuprinse în tabelele 1—4 se trece la o analiză amănunţită a dependenţei acestor coeficienţi de parametrii n şi m, parametri care depind exclusiv de dimensiunile geometrice ale flanşelor (formulele 7 şi 8).

Tabela 1

m n	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
0,1	0,647	0,660	0,655	0,649	0,641	0,632	0,615	0,598	0,580
0,2	0,568	0,587	0,583	0,573	0,562	0,549	0,525	0,503	0,481
0,3	0,508	0,529	0,524	0,513	0,500	0,487	0,461	0,437	0,415
0,4	0,456	0,481	0,475	0,465	0,452	0,439	0,412	0,389	0,367
0,5	0,419	0,440	0,435	0,425	0,411	0,399	0,374	0,355	0,331
0,6	0,386	0,405	0,400	0,391	0,378	0,366	0,342	0,321	0,302
0,7	0,358	0,375	0,371	0,362	0,351	0,340	0,317	0,297	0,279
0,8	0,333	0,350	0,347	0,338	0,327	0,316	0,296	0,276	0,260
0,9	0,312	0,328	0,324	0,316	0,305	0,295	0,276	0,259	0,243
1,0	0,293	0,308	0,304	0,297	0,288	0,278	0,260	0,244	0,229
1,1	0,276	0,290	0,287	0,280	0,271	0,262	0,246	0,230	0,216
1,2	0,262	0,275	0,272	0,265	0,257	0,249	0,233	0,219	0,206
1,3	0,249	0,260	0,256	0,251	0,244	0,236	0,222	0,208	0,196
1,4	0,237	0,246	0,244	0,239	0,231	0,224	0,210	0,197	0,186
1,5	0,226	0,236	0,234	0,228	0,222	0,215	0,202	0,190	0,179
1,6	0,215	0,226	0,223	0,218	0,212	0,206	0,193	0,182	0,172
1,7	0,206	0,216	0,214	0,209	0,203	0,197	0,185	0,175	0,166
1,8	0,199	0,207	0,205	0,200	0,195	0,190	0,179	0,169	0,159
1,9	0,191	0,199	0,197	0,192	0,187	0,182	0,172	0,162	0,154
2,0	0,184	0,192	0,190	0,185	0,181	0,176	0,166	0,157	0,149
2,1	0,177	0,185	0,182	0,179	0,174	0,169	0,160	0,152	0,144
2,2	0,171	0,178	0,176	0,173	0,168	0,164	0,156	0,147	0,140
2,3	0,165	0,172	0,170	0,167	0,162	0,159	0,150	0,143	0,134
2,4	0,160	0,166	0,165	0,162	0,158	0,154	0,146	0,139	0,131
2,5	0,155	0,161	0,159	0,156	0,153	0,149	0,141	0,134	0,128
2,6	0,150	0,156	0,155	0,152	0,148	0,145	0,138	0,131	0,124
2,7	0,146	0,151	0,149	0,147	0,144	0,140	0,133	0,127	0,121
2,8	0,142	0,146	0,145	0,143	0,140	0,136	0,130	0,124	0,118
2,9	0,138	0,142	0,141	0,139	0,136	0,133	0,127	0,120	0,115
3,0	0,134	0,138	0,137	0,135	0,132	0,129	0,123	0,117	0,112

Tabela 2

m n	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
0,1	1,881	1,318	1,116	1,003	0,935	0,882	0,812	0,762	0,722
0,2	1,611	1,174	1,008	0,910	0,844	0,795	0,724	0,671	0,628
0,3	1,410	1,060	0,919	0,830	0,772	0,724	0,658	0,606	0,564
0,4	1,250	0,961	0,839	0,765	0,711	0,669	0,605	0,556	0,516
0,5	1,120	0,882	0,775	0,707	0,661	0,621	0,562	0,516	0,479
0,6	1,015	0,812	0,719	0,660	0,616	0,581	0,525	0,484	0,449
0,7	0,926	0,752	0,670	0,619	0,579	0,545	0,495	0,454	0,422
0,8	0,851	0,702	0,630	0,582	0,545	0,517	0,469	0,430	0,400
0,9	0,790	0,658	0,592	0,549	0,514	0,488	0,444	0,409	0,380
1,0	0,732	0,611	0,560	0,520	0,481	0,465	0,424	0,391	0,362
1,1	0,686	0,581	0,530	0,495	0,466	0,442	0,405	0,373	0,348
1,2	0,643	0,550	0,506	0,470	0,445	0,423	0,387	0,357	0,334
1,3	0,606	0,521	0,479	0,449	0,425	0,405	0,372	0,333	0,321
1,4	0,570	0,493	0,454	0,427	0,405	0,386	0,355	0,330	0,308
1,5	0,542	0,474	0,436	0,411	0,391	0,373	0,344	0,320	0,299
1,6	0,515	0,452	0,418	0,396	0,376	0,359	0,332	0,309	0,290
1,7	0,491	0,434	0,401	0,380	0,361	0,346	0,320	0,299	0,281
1,8	0,469	0,415	0,386	0,366	0,348	0,334	0,310	0,290	0,271
1,9	0,448	0,398	0,373	0,352	0,337	0,323	0,300	0,281	0,264
2,0	0,429	0,384	0,359	0,341	0,326	0,313	0,291	0,273	0,257
2,1	0,412	0,369	0,347	0,329	0,315	0,303	0,282	0,265	0,250
2,2	0,397	0,356	0,335	0,319	0,306	0,295	0,275	0,258	0,243
2,3	0,381	0,344	0,324	0,309	0,296	0,286	0,267	0,251	0,237
2,4	0,367	0,333	0,314	0,298	0,288	0,277	0,260	0,245	0,231
2,5	0,355	0,322	0,304	0,291	0,280	0,269	0,253	0,238	0,225
2,6	0,343	0,312	0,295	0,283	0,272	0,263	0,247	0,232	0,220
2,7	0,332	0,302	0,286	0,274	0,265	0,256	0,241	0,227	0,215
2,8	0,322	0,294	0,278	0,268	0,259	0,249	0,235	0,222	0,211
2,9	0,311	0,286	0,271	0,260	0,252	0,243	0,229	0,217	0,206
3,0	0,301	0,277	0,264	0,253	0,245	0,237	0,223	0,212	0,201

Tabela 3

m *n*	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
0,1	−3,470	−2,910	−2,690	−2,541	−2,442	−2,350	−2,210	−2,090	−1,985
0,2	−1,831	−1,379	−1,173	−1,053	−0,964	−0,886	−0,761	−0,662	−0,574
0,3	−1,227	−0,836	−0,660	−0,549	−0,465	−0,396	−0,288	−0,200	−0,126
0,4	−0,893	−0,550	−0,394	−0,293	−0,217	−0,156	−0,057	+0,022	+0,087
0,5	−0,677	−0,369	−0,229	−0,137	−0,071	−0,012	+0,079	+0,150	+0,231
0,6	−0,515	−0,245	−0,117	−0,033	+0,031	+0,083	+0,167	+0,232	+0,287
0,7	−0,396	−0,152	−0,035	+0,042	+0,105	+0,150	+0,227	+0,288	+0,341
0,8	−0,291	−0,080	+0,028	+0,092	+0,154	+0,200	+0,272	+0,331	+0,379
0,9	−0,227	−0,023	+0,077	+0,144	+0,196	+0,238	+0,306	+0,361	+0,406
1,0	−0,164	+0,024	+0,117	+0,179	+0,228	+0,268	+0,334	+0,384	+0,440
1,1	−0,111	+0,064	+0,150	+0,209	+0,254	+0,300	+0,354	+0,405	+0,446
1,2	−0,067	+0,097	+0,178	+0,233	+0,276	+0,319	+0,372	+0,418	+0,459
1,3	−0,028	+0,125	+0,201	+0,253	+0,295	+0,329	+0,385	+0,431	+0,470
1,4	+0,006	+0,149	+0,221	+0,270	+0,310	+0,341	+0,388	+0,439	+0,476
1,5	+0,036	+0,172	+0,240	+0,286	+0,324	+0,355	+0,407	+0,449	+0,485
1,6	+0,063	+0,190	+0,255	+0,301	+0,336	+0,366	+0,416	+0,458	+0,493
1,7	+0,086	+0,208	+0,269	+0,312	+0,346	+0,375	+0,424	+0,464	+0,497
1,8	+0,108	+0,223	+0,282	+0,322	+0,356	+0,385	+0,430	+0,470	+0,501
1,9	+0,127	+0,237	+0,293	+0,332	+0,365	+0,390	+0,437	+0,473	+0,505
2,0	+0,144	+0,249	+0,303	+0,341	+0,372	+0,397	+0,440	+0,476	+0,508
2,1	+0,160	+0,261	+0,312	+0,348	+0,378	+0,404	+0,445	+0,481	+0,510
2,2	+0,175	+0,271	+0,321	+0,356	+0,384	+0,409	+0,450	+0,485	+0,515
2,3	+0,188	+0,281	+0,328	+0,362	+0,389	+0,413	+0,454	+0,487	+0,516
2,4	+0,201	+0,289	+0,335	+0,368	+0,395	+0,417	+0,456	+0,490	+0,521
2,5	+0,212	+0,298	+0,341	+0,373	+0,399	+0,422	+0,460	+0,491	+0,520
2,6	+0,223	+0,305	+0,347	+0,378	+0,402	+0,426	+0,462	+0,492	+0,520
2,7	+0,232	+0,312	+0,354	+0,383	+0,407	+0,429	+0,464	+0,495	+0,521
2,8	+0,242	+0,318	+0,358	+0,388	+0,411	+0,431	+0,467	+0,496	+0,523
2,9	+0,250	+0,324	+0,363	+0,391	+0,414	+0,435	+0,467	+0,498	+0,523
3,0	+0,257	+0,330	+0,367	+0,395	+0,416	+0,436	+0,469	+0,499	+0,524

Tabela 4

m *n*	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
0,1	+9,570	+3,610	+1,622	+0,639	+0,063	−0,307	−0,734	−0,959	−1,076
0,2	+3,690	+1,440	+0,649	+0,265	+0,052	−0,077	−0,208	−0,258	−0,270
0,3	+2,005	+0,767	+0,346	+0,153	+0,052	−0,002	−0,042	−0,040	−0,021
0,4	+1,220	+0,460	+0,209	+0,102	+0,054	+0,035	+0,036	+0,061	+0,093
0,5	+0,799	+0,290	+0,133	+0,075	+0,055	+0,055	+0,078	+0,114	+0,154
0,6	+0,541	+0,188	+0,088	+0,058	+0,056	+0,066	+0,103	+0,146	+0,189
0,7	+0,377	+0,123	+0,058	+0,047	+0,056	+0,074	+0,118	+0,172	+0,211
0,8	+0,264	+0,078	+0,039	+0,040	+0,056	+0,078	+0,128	+0,178	+0,224
0,9	+0,186	+0,047	+0,025	+0,035	+0,056	+0,081	+0,134	+0,185	+0,232
1,0	+0,129	+0,024	+0,015	+0,031	+0,055	+0,082	+0,138	+0,190	+0,237
1,1	+0,088	+0,008	+0,008	+0,028	+0,054	+0,083	+0,139	+0,192	+0,239
1,2	+0,056	+0,003	+0,002	+0,025	+0,053	+0,083	+0,140	+0,192	+0,241
1,3	+0,032	−0,013	−0,002	+0,023	+0,052	+0,082	+0,141	+0,193	+0,241
1,4	+0,013	−0,020	−0,005	+0,022	+0,051	+0,081	+0,138	+0,190	+0,237
1,5	−0,001	−0,026	−0,008	+0,020	+0,050	+0,080	+0,138	+0,189	+0,236
1,6	−0,013	−0,030	−0,009	+0,019	+0,049	+0,079	+0,136	+0,188	+0,234
1,7	−0,022	−0,033	−0,012	+0,018	+0,048	+0,078	+0,135	+0,186	+0,231
1,8	−0,029	−0,035	−0,012	+0,017	+0,047	+0,077	+0,134	+0,183	+0,229
1,9	−0,035	−0,037	−0,013	+0,016	+0,046	+0,076	+0,131	+0,180	+0,226
2,0	−0,040	−0,038	−0,014	+0,016	+0,045	+0,074	+0,129	+0,178	+0,223
2,1	−0,043	−0,039	−0,014	+0,015	+0,045	+0,073	+0,127	+0,176	+0,219
2,2	−0,046	−0,040	−0,014	+0,015	+0,044	+0,072	+0,125	+0,173	+0,216
2,3	−0,049	−0,040	−0,015	+0,014	+0,043	+0,071	+0,123	+0,170	+0,213
2,4	−0,051	−0,040	−0,015	+0,014	+0,042	+0,070	+0,121	+0,168	+0,210
2,5	−0,052	−0,041	−0,015	+0,013	+0,041	+0,069	+0,119	+0,165	+0,207
2,6	−0,053	−0,041	−0,015	+0,013	+0,040	+0,067	+0,118	+0,163	+0,203
2,7	−0,054	−0,041	−0,015	+0,012	+0,040	+0,066	+0,115	+0,160	+0,201
2,8	−0,055	−0,040	−0,015	+0,012	+0,039	+0,065	+0,114	+0,157	+0,201
2,9	−0,055	−0,040	−0,015	+0,017	+0,038	+0,064	+0,112	+0,155	+0,195
3,0	−0,055	−0,040	−0,015	+0,011	+0,037	+0,063	+0,109	+0,153	+0,192

Coeficientul K_1. Valoarea coeficientului K_1 stabileşte în final mărimea forţei tăietoare T_1 (formula 6). Dependenţa acestui coeficient de mărimile n şi m este reprezentată în figurile 4 şi 5.

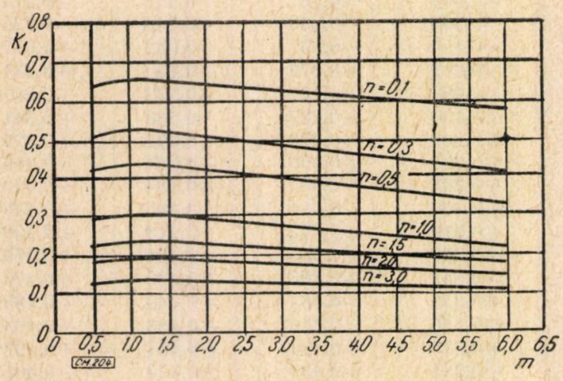


Fig. 4

Din figura 4 rezultă că, pentru n = constant, cu creşterea mărimii m coeficientul K_1 creşte la început puţin, atinge o valoare maximă în intervalul $1{,}0 < m < 1{,}5$ şi mai departe scade. Această scădere este mai pronunţată pentru $n \leqslant 1{,}0$; pentru $n > 1{,}0$ se poate admite practic că valoarea coeficientului K_1 nu depinde de mărimea m.

Din figura 5 se constată că coeficientul K_1 şi, deci, forţa tăietoare T_1 sînt cu atît mai mari, cu cît factorul n este mai mic. Întrucît reducerea factorului n se poate face (pentru d_f = constant) fie prin micşorarea grosimii s a membranei cilindrice, fie prin creşterea grosimii h_f a discului flanşei, rezultă că forţa tăietoare va fi cu atît mai mare, cu cît diferenţa $h_f - s$ va fi mai mare. Aşadar, pentru a reduce la minimum valoarea forţei tăietoare T_1 este necesar ca diferenţa $h_f - s$ să fie redusă la minimum ; în acest mod, n va avea o valoare maximă, pentru care corespunde o valoare minimă a coeficientului K_1.

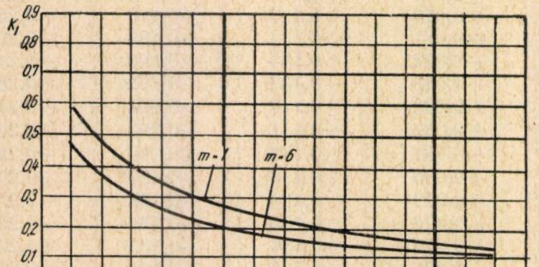


Fig. 5

Coeficientul K_2. Valoarea coeficientului K_2 determină în final mărimea momentului de încovoiere M_1 (formula 9). Dependenţa acestui coeficient de factorii n şi m este reprezentată în figurile 6 şi 7.

Din figura 6 rezultă că, o dată cu creşterea factorului m (pentru n = constant), coeficientul K_2 şi, deci, momentul de încovoiere M_1 scad, însă ritmul de scădere nu este uniform pentru orice valoare a factorului m. Scăderea este foarte pronunţată pentru valori mici ale lui m şi devine din ce în ce mai lentă pe măsură ce factorul m creşte. Şi în acest caz, ca şi în cazul

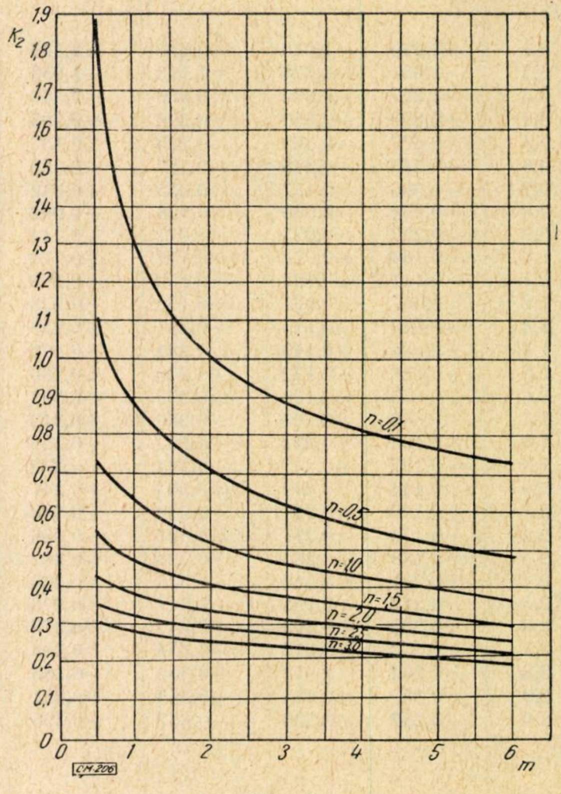


Fig. 6

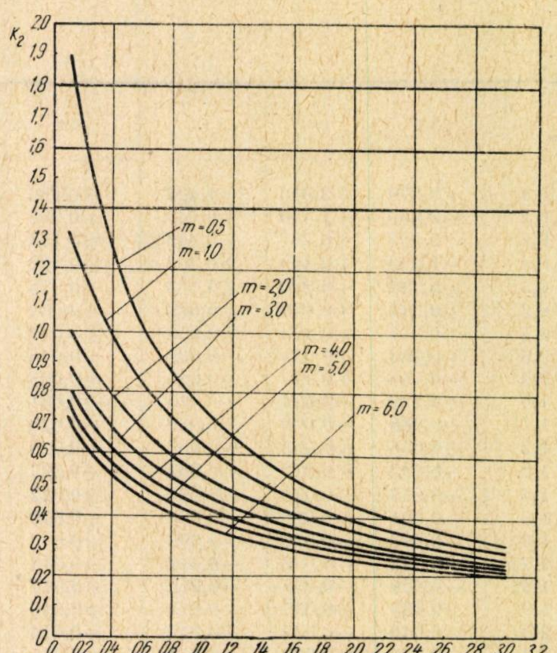


Fig. 7

forței tăietoare T_1, dependența coeficientului K_2 de factorul m scade în intensitate pe măsură ce factorul n crește; pentru $n \geqslant 2$ și $m > 1$, coeficientul K_2 nu mai depinde practic de m.

Pentru $m =$ constant, coeficientul K_2 și, deci, momentul de încovoiere M_1 scad după o lege hiperbolică atunci cînd factorul n crește (fig. 7). Se menționează că această scădere este puternic diferențiată pentru $n < 2{,}0$ și $m < 2{,}0$. Pentru cazul $m \geqslant 2{,}0$ și $n > 0{,}1$ și cazul $n \geqslant 2{,}0$ și $m \geqslant 0{,}5$, scăderea coeficientului K_2 este puțin diferențiată atunci cînd se trece de la o valoare la alta a factorilor m și n. În domeniul $n \geqslant 1{,}0$ și $m > 2{,}0$, pentru coeficientul K_2 se obțin valori numerice sub 0,5.

Coeficientul K_3. De valoarea coeficientului K_3 depinde forța tăietoare T_{1p} (formula 10). Dependența acestui coeficient de factorii n și m este reprezentată în figurile 8 și 9.

Din figura 8 rezultă că coeficientul K_3 și, deci, forța tăietoare T_{1p} scad cu creșterea factorului m (pentru $n =$ constant), atîta vreme cît semnul rămîne negativ. La un moment dat însă, coeficientul K_3 schimbă semnul (devine pozitiv) și cu creșterea factorului m se înregistrează o ușoară creștere (de la zero) a coeficientului K_3 și, în consecință, o ușoară creștere a forței tăietoare T_{1p}. Deși scăderea este mai accelerată pentru valori mici ale factorului n ($n < 0{,}5$), coeficientul K_3 rămîne totuși la valori absolute foarte ridicate. Pentru $m \geqslant 1$ și $n \geqslant 1$, coeficientul K_3 este mereu pozitiv și variază în limite relativ restrînse (de la zero pînă la $+ 0{,}44$ pentru $m \leqslant 6$).

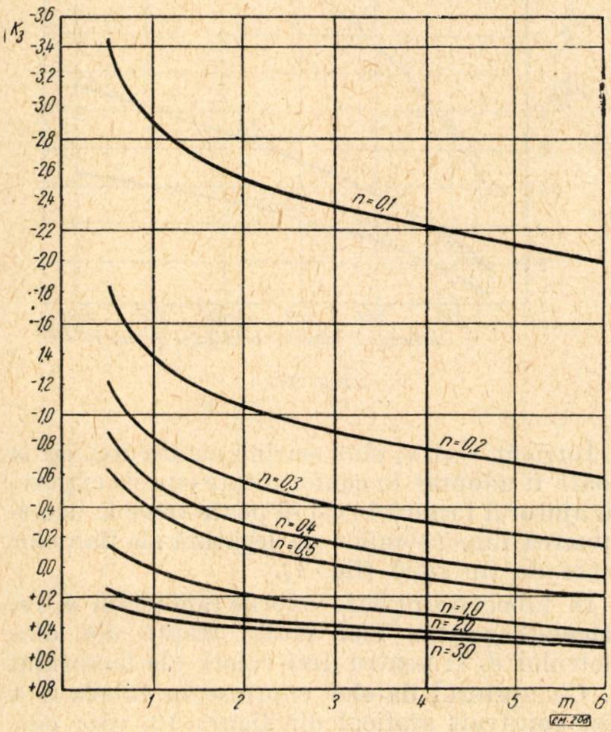


Fig. 8

Pentru m avînd o valoare constantă mai mare decît 2, se poate admite practic că coeficientul K_3 nu mai depinde de n, dacă sînt îndeplinite următoarele condiții (fig. 9):

$n > 2{,}0$ pentru $m = 2$;

$n > 1{,}5$ pentru $m = 3$;

$n > 1{,}0$ pentru $m = 6$.

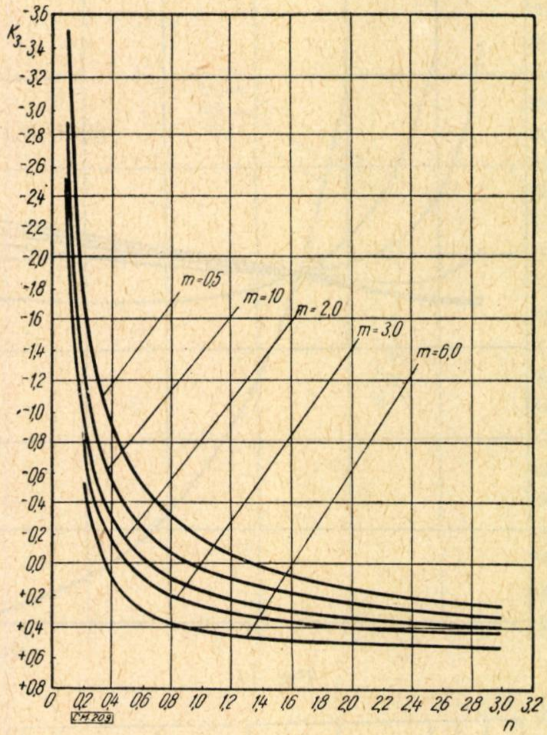


Fig. 9

Coeficientul K_4. Mărimea și semnul coeficientului K_4 determină în final valoarea și semnul momentului de încovoiere M_{1p} (formula 11). Dependența acestui coeficient de factorii n și m este reprezentată în figurile 10 și 11. După cum se vede din aceste figuri, coeficientul K_4 poate avea valori pozitive sau negative, în funcție de valorile factorilor n și m.

Așa cum rezultă din figura 10, pentru $m = 2{,}5$ coeficientul K_3 variază între $+ 0{,}03$ și $+ 0{,}05$, indiferent de valoarea factorului n ($0{,}5 \leqslant n \leqslant 3{,}0$). Pentru $m > 2$ și $n > 1{,}0$, coeficientul K_4 este întotdeauna pozitiv, și pentru $m \leqslant 6{,}0$ nu depășește valoarea 0,24. Această constatare este confirmată și de graficul din figura 11.

Pe baza analizei prezentate se recomandă ca, în practica de proiectare, pentru factorii n și m să fie adoptate următoarele valori:

$$n \geqslant 1{,}0; \quad (n = 1{,}0 \div 3{,}0); \quad m \geqslant 2.$$

Din formula (7) rezultă :

$$\frac{h_f}{\sqrt{s}} = \frac{0{,}553}{n}\sqrt{d_f}, \tag{14}$$

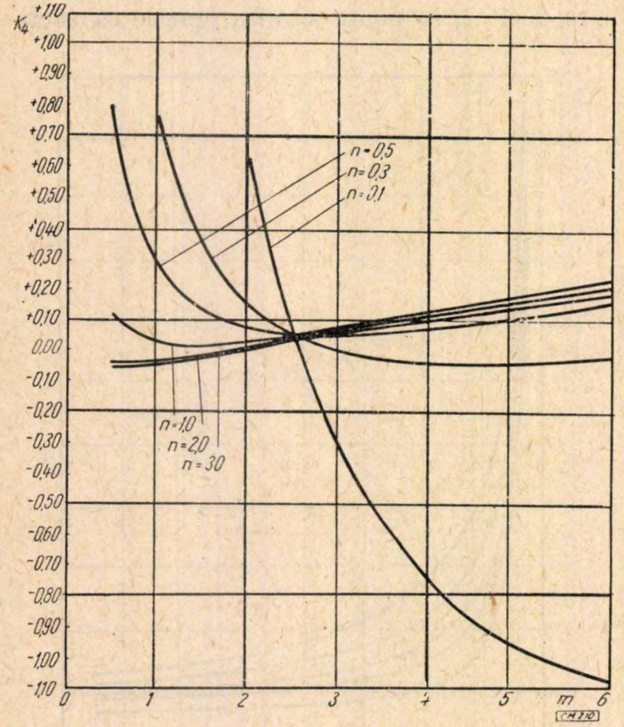


Fig. 10

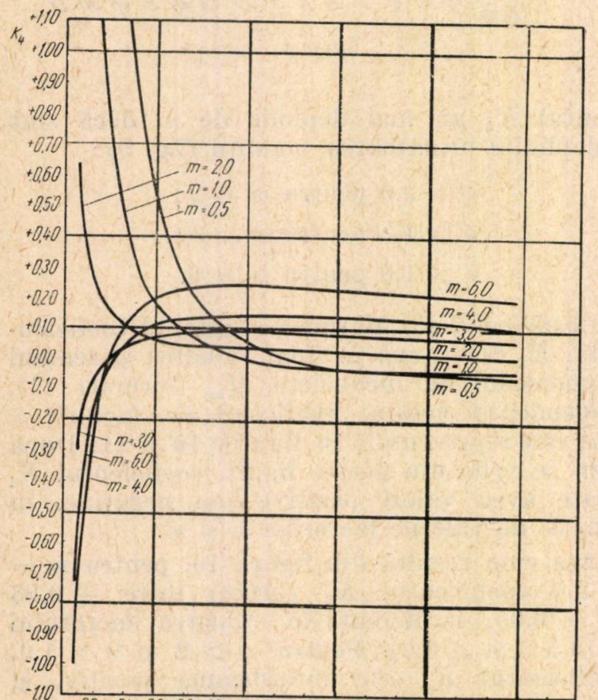


Fig. 11

de unde se obține :

— pentru $n = 1{,}0$;

$$\frac{h_f}{\sqrt{s}} = 0{,}553\sqrt{d_f}\ ; \tag{14a}$$

— pentru $n = 2{,}0$:

$$\frac{h_f}{\sqrt{s}} = 0{,}2765\sqrt{d_f}\ ; \tag{14b}$$

— pentru $n = 3{,}0$:

$$\frac{h_f}{\sqrt{s}} = 0{,}1843\sqrt{d_f}\ . \tag{14c}$$

Cu ajutorul formulelor (14) se poate determina care este grosimea necesară h_f a discului flanșei plate rigide (fig. 1) atunci cînd se cunosc următoarele date : diametrul interior d_f al flanșei, grosimea s a peretelui membranei cilindrice la care se racordează flanșa, și factorul n adoptat în baza considerentelor expuse.

Din formula (8) rezultă :

$$\frac{b}{\rho} = m\left(\frac{s}{h_f}\right)^2 \cdot \tag{15}$$

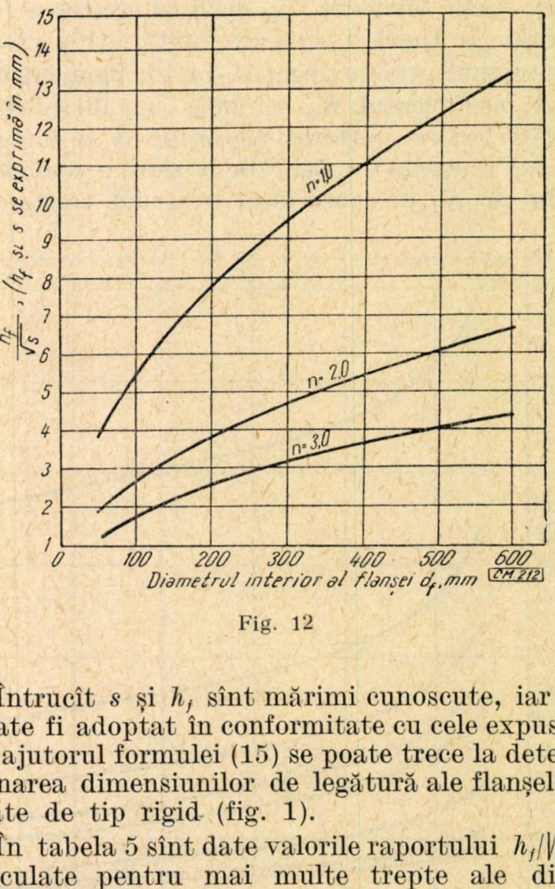


Fig. 12

Întrucît s și h_f sînt mărimi cunoscute, iar m poate fi adoptat în conformitate cu cele expuse, cu ajutorul formulei (15) se poate trece la determinarea dimensiunilor de legătură ale flanșelor plate de tip rigid (fig. 1).

În tabela 5 sînt date valorile raportului $h_f/\sqrt{s}$, calculate pentru mai multe trepte ale diametrului d_f și pentru trei valori ale factorului n. Cu ajutorul datelor cuprinse în tabela 5 a fost construit graficul din figura 12, care permite determinarea rapidă a raportului $h_f/\sqrt{s}$ pentru oricare diametru d_f cuprins între 50 și 600 mm și pentru $n = 1$; 2 și 3.

În ce măsură adoptarea factorilor m și n s-a făcut în mod corespunzător se poate stabili numai în urma efectuării calculului de verificare,

Tabela 5

Diametrul interior al flanşei d_f, mm	Valori $\frac{h_f}{\sqrt{s}}$ pentru		
	$n = 1,0$	$n = 2,0$	$n = 3,0$
50	3,90	1,95	1,30
100	5,53	2,77	1,84
150	6,77	3,39	2,26
200	7,80	3,90	2,60
250	8,74	4,37	2,91
300	9,56	4,78	3,19
350	10,34	5,17	3,45
400	11,06	5,53	3,69
450	11,71	5,86	3,90
500	12,36	6,18	4,12
550	12,95	6,48	4,32
600	12,56	6,78	4,52

Notă. Mărimile h_f şi s se vor exprima în mm.

a cărui ordine de desfăşurare este următoarea:

— se determină forţele P_p, P_e şi P'_p, diametrul de calcul al flanşei D_{cf}, sarcina redusă P_{redus} şi momentul de încovoiere M_{redus};

— se calculează coeficienţii ajutători K_1, K_2, K_3 şi K_4;

— se calculează forţele tăietoare T_1 şi T_{1p} şi momentele de încovoiere M_1 şi M_{1p};

— se calculează tensiunea tangenţială maximă în discul flanşei, dată de momentul de încovoiere redus M_{redus}, cu formula [2]:

$$\sigma'_{tg} = \frac{12\,K_t\,M_{redus}\,\rho^2}{h_f^2\,bd_f},\ \text{kgf/cm}^2,$$

în care $K_t = 1 - (K_1 + K_2)$;

— se calculează tensiunea tangenţială în discul flanşei, dată de presiunea interioară p şi de forţele tăietoare T_1 şi T_{1p}, cu formula [2]:

$$\sigma''_{tg} = \frac{pd_f}{2\,bh_f}\left[h - \frac{T_1}{p} + \frac{T_{1p}}{p}\right],\ \text{kgf/cm}^2;$$

— se calculează tensiunea tangenţială totală efectivă din discul flanşei şi se compară cu rezistenţa admisibilă:

$$\sigma_{tg} = \sigma'_{tg} + \sigma''_{tg} \leqslant \sigma_a;$$

— se calculează tensiunea axială (longitudinală) totală efectivă la baza membranei cilindrice (în zona de racordare cu flanşa) cu formula:

$$\sigma_{ax} = \frac{pd_f}{4s} - \frac{6\,M_1}{s^2} + \frac{6\,M_{1p}}{s^2},\ \text{kgf/cm}^2;$$

— valoarea absolută a tensiunii axiale totale efective se compară cu rezistenţa admisibilă:

$$|\sigma_{ax}| \leqslant \sigma_a.$$

---

[1] *Pavel, A.* O nouă metodă pentru calculul îmbinărilor în flanşe. În: Metalurgia şi Construcţia de Maşini **13**, nr. 2, 1961, p. 151—158. [2] *Pavel, A.* Calculul îmbinărilor în flanşe supuse acţiunii momentelor încovoietoare. În: Metalurgia şi Construcţia de Maşini. **14**, nr. 12, 1962, p. 1106—1111.

CZ 539.53

O nouă metodă pentru calculul durităţii materialelor (II)*

GHEORGHE GRADIN

Influenţa lucrului mecanic de deformaţie asupra durităţii dinamice. Prin încercările statice efectuate cu o bilă cu diametru D, pînă în zona plastică, s-a stabilit relaţia:

$$P = a_1 \cdot d^n, \qquad (1)$$

unde:

a_1 este un coeficient care depinde de natura materialului şi diametrul bilei;

n — coeficient ce variază cu ecruisajul materialului; în general, $n = 2 - 2{,}5$ pentru mai multe metale ($n = 2{,}2$ pentru oţel).

Similitudinea geometrică şi mecanică, în cazul încercărilor de duritate, furnizează relaţiile:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = \ldots = \varphi_n = Ct \text{ şi } \frac{P_1}{D_1^2} = \frac{P_2}{D_2^2} = \ldots = Ct.$$

Se poate scrie deci:

$$\frac{P_d}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{P_D}{\frac{\pi D^2}{4}} = \ldots = \text{Ct} = H_0. \qquad (2)$$

Din relaţia (1) se obţine:

$$P_d = a_1 \cdot d^n \text{ şi } P_D = d_1 \cdot D^n. \qquad (3)$$

Prelucrînd relaţiile (2) şi (3), se ajunge la următoarele rezultate:

$$H_0 = \frac{P_D}{\frac{\pi\,D^2}{4}} = \frac{a_1 D^n}{\frac{\pi\,D^2}{4}}$$

---

* Construcţia de Maşini, nr. 11, 1964.

şi deci :

$$a_1 = H_0 \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{1}{D^n} = \frac{\pi}{4} \cdot H_0 \cdot \frac{1}{D^{n-2}}; \qquad (4)$$

$$P_d = a_1 \cdot d^n = \frac{\pi}{4} \cdot H_0 \cdot \frac{1}{D^{n-2}} \cdot d^n \cdot \frac{D^2}{D^2}; \frac{P_d}{\frac{\pi D^2}{4}} = H_0 \left(\frac{d}{D}\right)^n \cdot \qquad (5)$$

Valoarea constantei H_0 este :

$$H_0 = \frac{4}{\pi} \cdot a_1 \cdot D^{n-2} = \frac{a_1 \cdot D^n}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{P_D}{\frac{\pi D^2}{4}}, \qquad (6)$$

ecuaţia reprezentînd forma durităţii statice.

Cu datele de mai sus, relaţia (5) devine :

$$P_d = \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{d}{D}\right)^n \cdot H_0$$

sau printr-un artificiu :

$$\frac{P_d}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{1}{\frac{\pi d^2}{4}} \cdot \frac{\pi D^2}{4} \left(\frac{d}{D}\right)^n \cdot H_0 = H_0 \left(\frac{d}{D}\right)^{n-2} = \mathrm{HM}. \qquad (7)$$

Relaţia (7) este expresia durităţii Meyer, care diferă de duritatea Brinell, fiind raportată la proiecţia amprentei. Cunoscînd relaţia (7) dintre forţă şi diametrul urmei, se poate deduce valoarea lucrului mecanic W_d de deformaţie :

$$W_d = \int_0^t P \cdot dt, \qquad (8)$$

unde t este adîncimea urmei.

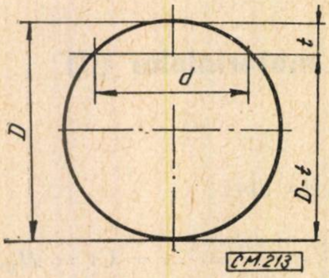


Fig. 1

Din figura 1 se deduce :

$$\left(\frac{d}{2}\right)^2 = t\,(D-t) = t \cdot D - t^2.$$

Considerînd $t^2 = 0$, se poate scrie :

$$\frac{d^2}{4} \cong t \cdot D.$$

Ca o consecinţă :

$$dt = d\left(\frac{d^2}{4D}\right) = \frac{2d \cdot \mathrm{d}d}{4D} = \frac{d}{2D}\,\mathrm{d}d. \qquad (9)$$

În cazul acesta, expresia (8) devine :

$$W_d = \int_0^t P_d \cdot dt = \int_0^t P_d \cdot \frac{d}{2D} \cdot \mathrm{d}d.$$

Considerînd relaţia (7), lucrul mecanic ia forma :

$$W_d = \int_0^D \frac{\pi d^2}{4} \cdot H_0 \left(\frac{d}{D}\right)^{n-2} \left(\frac{d}{2D}\right) \cdot \mathrm{d}d =$$

$$= \frac{\pi H_0}{8D} \int_0^D d^3 \left(\frac{d}{D}\right)^{n-2} \mathrm{d}d = \frac{\pi H_0}{8D} \int_0^D \frac{D^2}{D^2} \cdot d^3 \left(\frac{d}{D}\right)^{n-2} \mathrm{d}d =$$

$$= \frac{\pi H_0}{8D} \int_0^D D^3 \frac{d^{n-2+3}}{D^{n-2+3}} \mathrm{d}d = \frac{\pi H_0}{8D} \int_0^D D^3 \left(\frac{d}{D}\right)^{n+1} \mathrm{d}d;$$

sau integrînd :

$$W_d = \frac{\pi H_0}{8\,(n+2)} D^3 \left(\frac{d}{D}\right)^{n+2} \cdot \qquad (10)$$

Lucrul mecanic specific $w = \frac{W_d}{v}$, în funcţie de volumul urmei v, a cărei expresie este :

$$v = \frac{1}{6} \cdot \pi \cdot h\,(3a^2 + h^2) = \frac{1}{6} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d^2}{D} \left[3\left(\frac{d}{2}\right)^2 + \left(\frac{d^2}{4D}\right)^2\right]$$

$\left(\text{pentru} \left(\frac{d^2}{4D}\right)^2 = 0,\ v = \frac{\pi}{32} \frac{d^4}{D}\right)$, are valoarea :

$$w = \frac{4 \cdot H_0}{n+2} \left(\frac{d}{D}\right)^{n-2} \cdot \qquad (11)$$

Pentru sarcinile de şoc, relaţiile obţinute în cazul static se folosesc considerînd valoarea $n = 2$. Se obţin formulele :

$$\frac{P_d}{\frac{\pi d^2}{4}} = H_0 \left(\frac{d}{D}\right)^{2-2} = H_0 \left(\frac{d}{D}\right)^0 = H_{0\,din} =$$

$= H_{0\,din} =$ duritatea dinamică Meyer

şi :

$$w_{din} = \frac{4 H_0}{2+2} \left(\frac{d}{D}\right)^{2-2} = H_0 \left(\frac{d}{D}\right)^0 = H_{0\,din}.$$

Deci :

$$\frac{P_d}{\frac{\pi d^2}{4}} = w_{din} = H_{0\,din} = \mathrm{HM}_{din}.$$

Expresia lucrului mecanic dinamic, în baza relaţiei (10), pentru $n = 2$, este :

$$W_{din} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{H_0 D^3}{(n+2)} \left(\frac{d}{D}\right)^{n+2} =$$

$$= \frac{\pi}{8} \cdot \frac{H_0 D^3}{4} \cdot \frac{d^4}{D^4} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{\mathrm{HM}_{din} \times d^4}{D}$$

sau :

$$\mathrm{HM}_{din} = \frac{W_{din} \times 32\,D}{\pi\,d^4}.$$

Ținînd seamă că lucrul mecanic mediu exterior este:

$$W_{din} = \frac{P}{2}\cdot t,$$

rezultă:

$$\mathrm{HM}_{din} = \frac{\frac{P}{2}\cdot t\cdot 32\cdot D}{\pi\, d^4} = \frac{P\cdot t\cdot 16\cdot D}{\pi\, d^4};$$

cum

$$t = \frac{d^2}{4\,D},$$

$$\mathrm{HM}_{din} = \frac{\frac{P}{2}\cdot\frac{d^2}{4\,D}\cdot 16\,D}{\pi\, d^4} = \frac{4\,P}{\pi d^2} = \frac{P}{\frac{\pi\, d^2}{4}}.$$

În consecință, lucrul mecanic dinamic specific $= w_{din} = \mathrm{HM}_{din} = \frac{P}{\frac{\pi d^2}{4}}$.

Din examinarea expresiilor finale rezultă:

— lucrul mecanic specific de șoc este egal cu valoarea durității dinamice $P_d/\pi d^2/4$;

— duritatea dinamică este funcție numai de forța P_d de lovire (presare) și de diametrul d al amprentei;

— lucrul mecanic specific de șoc w_{din} nu depinde de energia de șoc și nici de diametrul bilei.

Sablarea cu alice — cifra durității. Din expresia lucrului mecanic dinamic obținută anterior se deduce diametrul urmei:

$$d = 2\sqrt[4]{\frac{2}{\pi}\frac{W_{din}\cdot D}{\mathrm{HM}_{din}}}.$$

Adîncimea t a urmei este:

$$t = \frac{d^2}{4\,D} = \frac{4\overset{2}{\sqrt[4]{\frac{2}{\pi}\frac{W_{din}\cdot D}{\mathrm{HM}_{din}}}}}{4\,D} = \sqrt{\frac{2}{\pi}\cdot\frac{W_{din}}{\mathrm{HM}_{din}\cdot D}}.$$

Pentru o singură alică, energia de șoc va fi determinată de viteza V și masa m a acesteia:

$$W_{din} = \frac{m\cdot V^2}{2}.$$

Dar:

$$m = \frac{\frac{1}{6}\,\pi D^3\cdot\gamma}{g}$$

și în acest caz se poate scrie:

$$W_{din} = \frac{\frac{1}{6}\,\frac{\pi D^3\cdot\gamma}{g}\cdot V^2}{2} = \frac{\pi}{12}\cdot\frac{\gamma}{g}\cdot D^3\cdot V$$

și deci:

$$d = 2\sqrt[4]{\frac{2}{\pi}\,\frac{\frac{\pi}{12}\cdot\frac{\gamma}{g}\cdot D^3\cdot V^2\cdot D}{\mathrm{HM}_{din}}} = 2\sqrt[4]{\frac{1}{6}\cdot\frac{\gamma}{g}\,\frac{V^2}{\mathrm{HM}_{din}}};$$

$$t = \sqrt{\frac{2}{\pi}\,\frac{\frac{\pi}{12}\cdot\frac{\gamma}{g}\cdot D^3\cdot V^2}{\mathrm{HM}_{din}}} = D\cdot V\sqrt{\frac{\gamma}{6\cdot g\cdot H_{din}}};$$

$$v = \frac{W_{din}}{w_{din}} = \frac{\frac{\pi}{12}\cdot\frac{\gamma}{g}\cdot D^3\cdot V^2}{\mathrm{HM}_{din}} = \frac{\pi}{12}\cdot\frac{\gamma}{g}\cdot\frac{D^3\cdot V^2}{\mathrm{HM}_{din}}.$$

In expresiile menționate există o caracteristică a materialului, care se determină destul de ușor, anume duritatea la șoc.

Considerînd proporționalitate între zona de ecruisare și volumul urmei făcută de alică, se obține relația:

$$t_{ecruisare} = t_{urmă} = K_7\,\frac{D\cdot V}{\sqrt{\mathrm{HM}_{din}}},$$

unde K_7 este un coeficient de proporționalitate, funcție de greutatea specifică a alicelor. Într-adevăr:

$$t_{ecr} = t = D\cdot V\sqrt{\frac{\gamma}{6\cdot g\cdot\mathrm{HM}_{din}}} = \sqrt{\frac{\gamma}{6\cdot g}}\cdot\frac{D\cdot V}{\sqrt{\mathrm{HM}_{din}}}.$$

Notînd $\sqrt{\frac{\gamma}{6\cdot g}} = K_7$, se obține:

$$t_{ecr} = t = K_7\,\frac{D\cdot V}{\sqrt{\mathrm{HM}_{din}}}.$$

Analog, diametrul urmei ecruisate se consideră proporțional cu diametrul urmei alicei. Diametrul urmei este:

$$d = 2\,D\sqrt[4]{\frac{1}{6}\cdot\frac{\gamma}{g}\cdot\frac{V^2}{\mathrm{HM}_{din}}} = D\cdot 2\sqrt[4]{\frac{1}{6}\cdot\frac{\gamma}{g}}\sqrt[4]{\frac{V^2}{\mathrm{HM}_{din}}}.$$

Notînd: $2\sqrt[4]{\frac{1\cdot\gamma}{6\cdot g}} = K_8$, rezultă:

$$d = K_8\cdot D\cdot\sqrt{\frac{V^2}{\mathrm{HM}_{din}}}.$$

Dacă alica atacă piesa sub un unghi α, relațiile anterioare devin:

$$t_{ecr} = K_7\,\frac{D\cdot V\cdot\sin\alpha}{\sqrt{\mathrm{HM}_{din}}};\quad d_{ecr} = K_8\cdot D\cdot\sqrt[4]{\frac{V^2\cdot\sin^2\alpha}{\mathrm{HM}_{din}}}.$$

În primă aproximație se poate considera că adîncimea stratului ecruisat δ_{ecr}, creată de jetul de alice, este proporțională cu adîncimea de ecruisare creată de lovitura unei singure alice. Aceasta din cauză că loviturile ulterioare ale alicelor sînt mai puțin eficace. În acest caz $\delta_{ecr} = K\frac{\sqrt{D\cdot V\cdot \sin\alpha}}{\sqrt{\mathrm{HM}_{din}}}$ şi, ca atare, pentru un anumit diametru al alicei D şi o anumită grosime de ecruisare δ_{ecr}, se obţine expresia durităţii dinamice :

$$\mathrm{HM}_{din} = \frac{K^2\cdot D^2\cdot V^2\cdot \sin^2\alpha}{\delta_{ecr}^2}.$$

De asemenea se presupune că tensiunile remanente în metal — în stratul ecruisat — vor fi proporţionale cu mărimea forţelor exterioare care le produc, adică cu duritatea la şoc a materialului :

$$\sigma_{ecr} = m\cdot \mathrm{HM}_{din},$$

unde m este un coeficient specific de proporţionalitate.

Plastometrul — Brinell (plasticitatea spaţială). Este aparatul cel mai simplu şi cel mai uzual pentru determinarea şi studierea problemei plasticităţii în cazul oţelurilor ductile.

Problema distribuirii tensiunilor şi a zonelor plastificate printr-un poanson imprimat în suprafaţa materialului a fost rezolvată de către Prandtl pentru cazul plan. S-a găsit că valoarea necesară presiunii pentru producerea amprentei este :

$$p = \left(1 + \frac{\pi}{2}\right)\sigma_0 = 2{,}57\ \sigma_0,$$

unde σ_0 este limita de elasticitate a materialului.

În cazul de faţă se pune problema studierii fenomenului în spaţiu, precizîndu-se repartiţia tensiunilor respective.

Ridicarea (umflarea) materialului în jurul amprentei se întinde pe o lăţime de 3 d, d fiind diametrul amprentei. În figura 2 se reprezintă direcţiile tensiunilor tangenţiale maxime şi zonele plastificate prin imprimarea bilei. Acest lucru se va demonstra ulterior prin calcul.

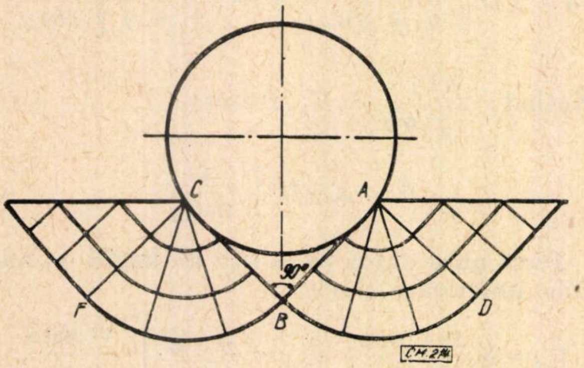


Fig. 2

Fără îndoială că o suprafaţă centrală de 1 cm², cu unghiul de vîrf de 90°, însoţeşte bila, valoarea tensiunilor fiind :

$$\rho_1 = 0,\quad \rho_2 = \sigma_i = 0,\quad \rho_3 = -2\,K.$$

Cercetînd în profunzime repartiţia eforturilor, prin ipoteza Hencky, în inelul plastic a cărui secţiune generatoare este sfertul de cerc $A\,B\,D$, se găseşte că echilibrul în sensul radial şi tangenţial al forţelor (fig. 3) determină ecuaţiile diferenţiale :

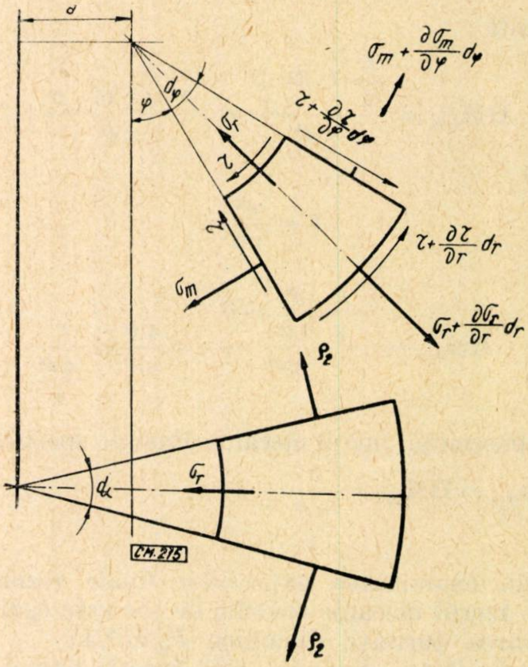

a
φ
dφ
$\sigma_m + \frac{\partial\sigma_m}{\partial\varphi}d\varphi$
$\tau + \frac{\partial\tau}{\partial\varphi}d\varphi$
σ_r
τ
τ
$\tau + \frac{\partial\tau}{\partial r}dr$
σ_m
$\sigma_r + \frac{\partial\sigma_r}{\partial r}dr$
ρ_2
dα
σ_r
CM.215
ρ_2

Fig. 3

$$\frac{\partial\sigma_r}{\partial_r}(a\cdot r + r^2\cdot\sin\varphi) + \sigma_r(a + 2\,r\cdot\sin\ \varphi) -$$

$$- \sigma_m(a + r\cdot\sin\varphi) + \frac{\partial\tau}{\partial\varphi}(a + r\cdot\sin\ \varphi) +$$

$$+ \tau\cdot r\cdot\cos\varphi - \rho_2\cdot r\cdot\sin\ \varphi = 0;$$

$$\frac{\partial\sigma_m}{\partial\varphi}(a + r\cdot\sin\varphi) + \sigma_m\cdot r\cdot\cos\varphi + \frac{\partial\tau}{\partial r}(a\cdot r +$$

$$+ r^2\sin\varphi) + \tau(2\,a+3\cdot r\cdot\sin\varphi) - \rho_2\cdot r\cdot\cos\varphi = 0.$$

Cu toate că se dispune de condiţia plasticităţii, totuşi este foarte greu de a rezolva sistemul rezultat.

Consideraţiile se rezumă în a controla dacă ansamblul liniilor de tensiuni în sfertul de cerc $A\,B\,D$ corespunde realităţii, avînd valoarea $\tau = \mathrm{const}$.

Dacă repartiţia din figura 2 este exactă, tensiunile normale care le corespund sînt egale. În felul acesta există numai o singură necunoscută $\sigma_r = \sigma_m = K$ şi $\rho_2 = \sigma_m \pm K$ (fig. 4). Prin aceste simplificări rezultă soluţiile :

$$\sigma_r = -2\,K\varphi - K\frac{\cos\varphi \pm \sin\varphi}{\sin\varphi}\ln\frac{a + r\sin\varphi}{a} + C;$$

$$\sigma_m = -2K\varphi - K\left(\varphi - \int\frac{d\varphi}{1 + \frac{r}{a}\cdot\sin\ \varphi}\right) \pm \qquad)12)$$

$$\pm K\ln\frac{a + r\sin\varphi}{a} + C.$$

Se observă că, pentru $r = 0$, cele două valori σ_r și σ_m sînt egale și corespund cazului plan (Hencky):

$$\sigma_r = \sigma_m = 2\,K\varphi + C.$$

Însă și pentru $\varphi = 0$, $\sigma_r = \sigma_m = \sigma = C$.

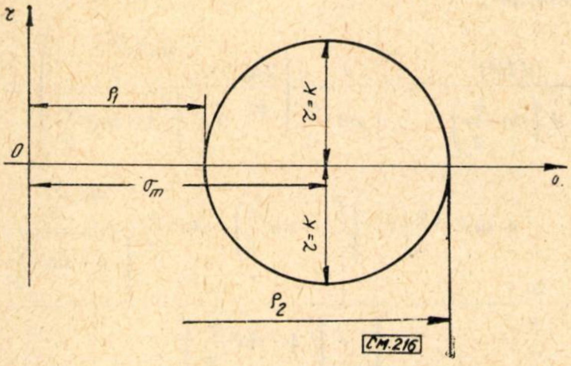


Fig. 4

Pentru toate celelalte puncte ale sectorului plastic $A\,B\,D$, la diferite valori ale lui r și φ, există o mică diferență între σ_r și σ_m, așa cum se vede și din relațiile (12).

Maximul diferenței se obține prin anularea derivatelor, pentru $\varphi = \frac{\pi}{4}$ și $r = a\sqrt{2}$.

În acest caz, relațiile (12) devin:

$$\sigma_r = C - 1{,}571\,K \text{ și } \sigma_m = C - 1{,}663\,K.$$

Valoarea constantei de integrare C se obține la limita ($\varphi = 0$) determinîndu-se: $C = 0{,}571\,K$. Deci:

$$\sigma_r = -K \text{ și } \sigma_m = -1{,}092\,K.$$

Ca atare, diferența maximă dintre cele două rezistențe σ_r și σ_m revine la circa 9 % $\left(\text{pentru } \varphi = 0 \rightarrow \varphi = \frac{\pi}{4}\right)$. În cazul sensului opus ($\varphi = 0 \rightarrow \varphi = -45°$), se obțin în mod analog valorile:

$$\sigma_r = -2{,}571\,K \text{ și } \sigma_m = -2{,}479\,K$$

sau o diferență de 3 1/2 %.

Din calculele efectuate rezultă că și în cazul spațial este valabilă ipoteza Hencky.

În acest caz — după Prandtl — valoarea presiunii de imprimare se poate exprima:

$$p = 2\,K\,(1 + \alpha) = \sigma_0\left(1 + \frac{\pi}{2}\right) =$$

$$= \sigma_0\,(1 + 1{,}571) = 2{,}571\,\sigma_0.$$

Aceasta demonstrează că distribuția liniilor de tensiune este justă în cazul Brinell și că plasticitatea este reprezentată corect. Diferențele dintre σ_r și σ_m sînt scoase în evidență și prin încercările prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Încărcarea, kgf	Diametrul amprentei, mm	Diametrul D al spațiului mat, mm	Raportul D/d
1 000	4,93	14	2,85
2 000	5,6	15,2	2,72
3 000	6,3	17,3	2,75
4 000	6,9	18,9	2,74
5 000	7,25	20,0	2,76
			media 2,76

Rezultă o valoare medie $D/d = 2{,}76$ față de $D/d = 3$, considerată în calcul.

Analog se explică neconcordanța dintre încercările practice și cele teoretice cînd se ține seamă de limita elastică.

Astfel încercările Meyer asupra oțelului moale dau valorile:

— alungirea 30% măsurată la $l = 1{,}3\sqrt{f}$;

— stricțiunea 59%;

— limita elastică la tracțiune 2,60 kgf/mm²;

— limita elastică la compresiune 31,5 kgf/mm²;

— rezistența la tracțiune 46,5 kgf/mm².

În schimb, încercările de duritate cu bila $d = 10$ mm au dus la valorile din tabela 2.

Tabela 2

Presiunea pe bilă, kgf	Diametrul d al amprentei, mm	Presiunea medie $p = P\Big/\frac{\pi d^2}{4}$, kgf/mm²	Rezistența de curgere atinsă $\sigma_0 = \frac{pm}{2{,}57}$, kgf/mm²
520	2,317	123,0	48
800	2,829	127,3	49,5
1 500	3,785	133,4	52,0
2 000	4,285	138,5	54,0
2 500	4,730	142,3	55,5

Diferențele dintre încercările de tracțiune, compresiune și cele de duritate se explică prin presarea materialului cu bilă. Acest fapt este și mai evident cînd se compară caracteristicile materialului, calculate prin raportare la secțiunea inițială și nu la cea reală.

Rezistențele la rupere în acest caz diferă de la $\sigma_r = 113$ kgf/mm² la $\sigma_r = 46{,}5$ kgf/mm² la o stricțiune de 59%. Calculul confirmă acest lucru:

$$\sigma_{r\,(real)} = \frac{100}{100 - 59} \cdot 46{,}5 = 113 \text{ kgf/mm}^2.$$

În schimb, la încercările prin metoda Brinell se calculează corect, deoarece se raportează eforturile la secțiunile reale.

S-au făcut multe încercări pentru a se studia comportarea metalului sub presarea poansonului.

Prin atacare cu soluția Fry se observă o zonă obscură, un fel de rădăcină sub amprentă, cele două linii limită apărînd sub un unghi de 45°. Se folosesc epruvete mai groase decît $\delta > \frac{1}{2}\,d\sqrt{2}$, spre a se obține sectorul plastic.

Pe fotografii se observă destul de clar că diametrul zonei plastificate D este de aproximativ 3 d şi că, în această zonă mată, liniile de alunecare (tensiune maximă) sînt spirale logaritmice care taie cercurile şi razele sub 45° (fig. 5).

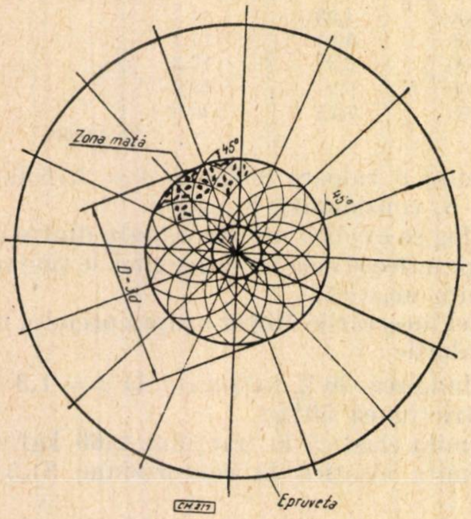


Fig. 5

În continuare se prezintă şi expresiile durităţii în funcţie de plasticitate.

Formula Brinell. Anterior s-a demonstrat că:

$$\mathrm{HB} = \frac{2\mathrm{P}}{\pi D\left(D - \sqrt{D^2 - d^2}\right)} =$$

$$= \frac{2\mathrm{P}}{\pi D\left(D - \sqrt{D^2 - D^2 \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right)} = \frac{2\mathrm{P}}{\pi D^2\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right)}.$$

Din relaţia (1) se obţine:

$$\mathrm{HB} = \frac{2 \cdot a \cdot d^n}{\pi D^2\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right)} = \frac{2a\left(D \sin \frac{\varphi}{2}\right)^n}{\pi D^2\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right)} =$$

$$= \frac{2 \cdot a \cdot D^n \cdot \sin^n \frac{\varphi}{2}}{\pi D^2\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right)};$$

$$\mathrm{HB} = \frac{2a}{\pi} \cdot D^{n-2} \frac{\sin^n \frac{\varphi}{2}}{1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}}.$$

Ţinînd seamă de relaţia similitudinii $a \cdot D^{n-2} = a_0$, se ajunge la forma:

$$\mathrm{HB} = \frac{2}{\pi} \cdot a_0 \frac{\sin^n \frac{\varphi}{2}}{1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}}.$$

Maximul acestei expresii este determinat de condiţiile:

$$\frac{d\,\mathrm{HB}}{d\left(\sin \frac{\varphi}{2}\right)} = 0 \quad \text{sau} \quad \frac{d\,\mathrm{HB}}{d\,\frac{\varphi}{2}} = 0.$$

Rezultă:

$$\frac{d\,\mathrm{HB}}{d\left(\sin \frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{d}{d\sin \frac{\varphi}{2}}\left(\frac{2a_0}{\pi} \cdot \frac{\sin^n \frac{\varphi}{2}}{1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}}\right) =$$

$$= \frac{2a}{\pi} \frac{n \cdot \sin^{n-1} \frac{\varphi}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\pi}{2}}\right) - \sin^n \frac{\varphi}{2} \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}}}{\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right)^2}$$

şi, în consecinţă:

$$n \cdot \sin^{n-1} \frac{\varphi}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right) -$$

$$- \sin^n \frac{\varphi}{2} \cdot \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}} = 0;$$

$$n \cdot \sin^{n-1} \frac{\varphi}{2}\left(1 - \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}\right) -$$

$$- \sin^n \frac{\varphi}{2} \frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}} = 0;$$

$$n \cdot \sin^{n-1} \frac{\varphi}{2} \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}} -$$

$$- n \cdot \sin^{n-1} \frac{\varphi}{2}\left(1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}\right) - \sin^{(n+1)} \frac{\varphi}{2} = 0;$$

$$\sin^{n-1} \frac{\varphi}{2}\left[n\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}} - n\left(1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}\right) - \sin^2 \frac{\varphi}{2}\right] = 0.$$

Cum $\sin^{n-1} \frac{\varphi}{2} \neq 0$, se obţine:

$$n\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}} - n\left(1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}\right) - \sin^2 \frac{\varphi}{2} = 0.$$

Substituind $\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\varphi}{2}} = \frac{\cos \varphi}{2}$ şi $\sin^2 \frac{\varphi}{2} = 1 - \cos^2 \frac{\varphi}{2}$, se ajunge la:

$$n \cos \frac{\varphi}{2} - n \cos^2 \frac{\varphi}{2} - \left(1 - \cos^2 \frac{\varphi}{2}\right) =$$

$$= n \cos \frac{\varphi}{2} - n\cos^2 \frac{\varphi}{2} - 1 + \cos^2 \frac{\varphi}{2} = 0;$$

$\cos^2 \frac{\varphi}{2}(n - 1) - n\cos \frac{\varphi}{2} + 1 = 0$, ecuaţie care

are soluţiile :

$$\cos_1\frac{\varphi}{2}=\frac{n+(n-2)}{2(n-1)}=1;$$

$$\cos_2\frac{\varphi}{2}=\frac{n-(n-2)}{2(n-1)}=\frac{1}{n-1};$$

$$\cos_2\frac{\varphi}{2}=\sqrt{1-\sin_2^2\frac{\varphi}{2}}=\frac{1}{n-1};$$

$\sin_1\frac{\varphi}{2}=0$, soluţie necorespunzătoare, deoarece $\frac{\varphi}{2}>0$. Deci : $\sin_2\frac{\varphi}{2}=\sqrt{1-\frac{1}{(n-1)^2}}=$

$$=\sqrt{\frac{n(n-2)}{(n-1)^2}}=\frac{\sqrt{n(n-2)}}{(n-1)};\quad \sin_2\frac{\varphi}{2}=\frac{\sqrt{n(n-2)}}{(n-1)}.$$

Procedînd în mod analog, întrucît :

$$\mathrm{HB}=\frac{2a}{\pi}\frac{\sin^n\frac{\varphi}{2}}{1-\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi}{2}}}=\frac{2a}{\pi}\frac{\sin^n\frac{\varphi}{2}}{1-\cos\frac{\varphi}{2}},$$

se obţine :

$$\frac{\mathrm{d\,HB}}{d\frac{\varphi}{2}}=\frac{d}{d\frac{\varphi}{2}}\left[\frac{2a}{\pi}\cdot\frac{\sin^n\frac{\varphi}{2}}{1-\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi}{2}}}\right]=$$

$$=\frac{d}{d\frac{\varphi}{2}}\left[\frac{2a}{\pi}\frac{\sin^n\frac{\varphi}{2}}{1-\cos\frac{\varphi}{2}}\right];$$

$$\frac{\mathrm{d\,HB}}{d\frac{\varphi}{2}}=$$

$$=\frac{2a}{\pi}\left[\frac{n\cdot\sin^{n-1}\frac{\varphi}{2}\cdot\frac{1}{2}\cdot\cos\frac{\varphi}{2}\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)-\sin^n\frac{\varphi}{2}\cdot\sin\frac{\varphi}{2}\cdot\frac{1}{2}}{\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)^2}\right]=$$

$$=\frac{2a}{\pi}\cdot\frac{1}{2}\left[\frac{n\cdot\frac{\sin^n\frac{\varphi}{2}}{\sin\frac{\varphi}{2}}\cdot\cos\frac{\varphi}{2}\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)1-\sin^n\frac{\varphi}{2}\cdot\sin\frac{\varphi}{2}}{\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)^2}\right]=$$

$$=\frac{a}{\pi}\cdot\frac{\sin^n\frac{\varphi}{2}\left[\frac{n\cdot\cos\frac{\varphi}{2}\ 1-\cos\frac{\varphi}{2}}{\sin\frac{\varphi}{2}}-\sin\frac{\varphi}{2}\right]}{\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)^2}=$$

$$=\frac{\frac{a}{\pi}\sin^n\frac{\varphi}{2}}{\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)^2}\left[\frac{n\cdot\cos\frac{\varphi}{2}\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)-\sin^2\frac{\varphi}{2}}{\sin\frac{\varphi}{2}}\right]=$$

$$=\frac{\frac{a}{\pi}\cdot\sin^{n-1}\frac{\varphi}{2}}{\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)^2}\left[n\cdot\cos\frac{\varphi}{2}\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)-\right.$$

$$\left.-\left(1-\cos^2\frac{\varphi}{2}\right)\right]=0;$$

unde :

$\sin^{n-1}\frac{\varphi}{2}=0$ reprezintă o soluţie ce nu poate fi luată în considerare.

Considerînd ecuaţia $n\cdot\cos\frac{\varphi}{2}\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)-\left(1-\cos^2\frac{\varphi}{2}\right)=0$, se obţine :

$$n\cdot\cos\frac{\varphi}{2}\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)-\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)\left(1+\cos\frac{\varphi}{2}\right)=$$

$$=\left(1-\cos\frac{\varphi}{2}\right)$$

$$\left[n\cdot\cos\frac{\varphi}{2}-\left(1+\cos\frac{\varphi}{2}\right)\right]=0;$$

$$n\cdot\cos\frac{\varphi}{2}-1-\cos\frac{\varphi}{2}=$$

$$\cos\frac{\varphi}{2}(n-1)-1=0;\quad \cos\frac{\varphi}{2}=\frac{1}{n-1};$$

sau :

$$\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi}{2}}=\frac{1}{n-1};\ 1-\sin^2\frac{\varphi}{2}=$$

$$=\frac{1}{(n-1)^2};\quad \sin^2\frac{\varphi}{2}=1-\frac{1}{(n-1)^2};\quad \sin^2\frac{\varphi}{2}=$$

$$=\frac{(n-1)^2-1}{(n-1)^2}=\frac{n(n-2)}{(n-1)^2};\ \sin\frac{\varphi}{2}=\frac{\sqrt{n(n-2)}}{(n-1)}.$$

Rezultă că soluţia practică este $n>2$. În acest caz, valoarea durităţii Brinell se exprimă astfel :

$$\mathrm{HB}_{max}=\frac{2a_0}{\pi}\cdot\frac{\sin^n\frac{\varphi}{2}}{1-\sqrt{1-\sin^2\frac{\varphi}{2}}}=$$

$$=\frac{2a_0}{\pi}\cdot\frac{\left[\frac{\sqrt{n(n-2)}}{(n-1)}\right]^n}{1-\sqrt{1-\left(\frac{\sqrt{n(n-2)}}{(n-1)}\right)^2}}$$

sau mai simplu :

$$\mathrm{HB}_{max} = \frac{2\,a_0}{\pi} \cdot \frac{\sin^n \frac{\varphi}{2}}{1 - \cos \frac{\varphi}{2}} = \frac{2\,a_0}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right)^n}{1 - \frac{1}{n-1}} =$$

$$= \frac{2\,a_0}{\pi} \cdot \frac{\left(\frac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right)^n}{\frac{n-2}{n-1}}.$$

Punînd $\dfrac{\left(\sqrt{\dfrac{n\,(n-2)}{n-1}}\right)^n}{\dfrac{n-2}{n-1}} = K,$

se obține $\mathrm{HB}_{max} = \dfrac{2\,a_0}{\pi} = K.$

Formula Meyer. Expresia durității respective este :

$$\mathrm{HM} = \frac{P}{F_M} = \frac{P}{\frac{\pi\, d^2}{4}}.$$

Întrucît $\mathrm{HB} = \dfrac{P}{F_B}$ și deoarece $F_B > F_M$ reiese că $\mathrm{HM} > \mathrm{HB}$.

Din relațiile $P = a \cdot d^n$ și $d = D \sin \dfrac{\varphi}{2}$ se obține :

$$\mathrm{HM} = \frac{P}{F_M} = \frac{a \cdot d^n}{\frac{\pi\, d^2}{4}} = \frac{4a}{\pi}\, d^{n-2}$$

sau :

$$\mathrm{HM} = \frac{4a}{\pi}\left(D \sin \frac{\varphi}{2}\right)^{n-2} = \frac{4}{\pi}\, a \cdot D^{n-2} \cdot \sin^{n-2} \frac{\varphi}{2} =$$

$$= \frac{4}{\pi} \cdot a_0 \cdot \sin^{n-2} \frac{\varphi}{2},$$

deoarece $a_1\, D_1^{n-2} = a_2\, D_2^{n-2} = \ldots = a\, D^{n-2} = a_0$.

Lucrul mecanic specific. Lucrul mecanic determinat de forțele exterioare este :

$$A = \int_0^t P \cdot \mathrm{d}t.$$

În baza relațiilor : $P = a\ d^n$; $a_1\ D_1^{n-2} = a_2\ D_2^{n-2} = aD^{n-2} = a_0$; $d^2 = 4\,t\ (D - t) \cong 4.D.t$, se deduce :

$$t \cong \frac{d^2}{4\,D} \text{ și } P = ad^n = \frac{a_0}{D^{n-2}} \cdot d^n.$$

Rezultă :

$$A = \int_0^t P \cdot \mathrm{d}t = \int \frac{a_0}{D^{n-2}}\, d^n\, \frac{2d}{4\,D}\, \mathrm{d}d = \frac{a_0}{2} \int \frac{d^{n+1}}{D^{n-1}}\, \mathrm{d}d =$$

$$= \frac{a_0}{2} \cdot \frac{1}{n+2} \cdot \frac{d^{n+2}}{D^{n-1}} \cdot \frac{D^3}{D^3} = \frac{a_0}{2} \cdot \frac{1}{n+2} \cdot D^3 \left(\frac{d}{D}\right)^{n+2}.$$

Așa cum s-a demonstrat, volumul urmei fiind :

$$V = \frac{\pi\, d^4}{32\, D},$$

expresia lucrului mecanic specific devine :

$$a = \frac{A}{V} = \frac{\frac{a_0}{2} \cdot \frac{1}{n+2} \cdot D^3 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{n+2}}{\frac{\pi\, d^4}{32\, D}} =$$

$$= \frac{16\, a_0}{\pi\, (n+2)} \left(\frac{d}{D}\right)^{n-2}.$$

În cazul dinamic, cînd $n = 2$, rezultă :

$$a = \frac{4\, a_0}{\pi} = ct.$$

Tabela 3 cuprinde valori comparative pentru HB și HB_{max}, apărînd în mod evident concordanța dintre cele două metode.

Tabela 3

Epruvete ∅, mm	Compoziția, %		a, kgf/mm²	n	a_0, kgf/mm²	Duritate Brinell $H_{10/3000/3}$, kgf/mm²	$HB_{\max}$, kgf/mm²
	C	Mn					
15–16	0,12	0,40	62,4	2,18	104	99,5	99,2
22–23	0,12	0,31	57,5	2,20	91	94,4	94,5
22–23	0,17	0,48	54,9	2,33	117	112	115
17–18	0,19	0,62	61,5	2,22	104	105	103
22–23	0,12	0,38	44,5	2,35	99	95,9	96,0

Verificarea noii metode pentru calculul durității. Expresia durității maxime în funcție de plasticitate este :

$$\mathrm{HB}_{max} = \frac{2\,a_0}{\pi}\, K.$$

Ținînd seamă de relațiile anterioare :

$$P = ad^n;\ a_0 = a_0 \cdot D^{n-2};\ d = D \sin \frac{\varphi}{2};$$

$$\sin \frac{\varphi}{2} = \frac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1};\ K = \frac{\left[\frac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right]^n}{\frac{n-2}{n-1}},$$

se obține:

$$\mathrm{HB}_{max} = \frac{2\,a_0}{\pi}K = \frac{2a\,D^{n-2}}{\pi}K = \frac{2}{\pi}\;\frac{aD^n}{D^2}K =$$

$$= \frac{2}{\pi}\,\frac{a\left(\dfrac{d}{\sin\dfrac{\varphi}{2}}\right)^n}{\left(\dfrac{d}{\sin\dfrac{\varphi}{2}}\right)^2}K = \frac{2}{\pi}\,\frac{ad^n}{\sin^n\dfrac{\varphi}{2}}\cdot\;\frac{1}{\dfrac{d^2}{\sin^2\dfrac{\varphi}{2}}}\;K =$$

$$= \frac{2}{\pi}\cdot\frac{P}{d^2}\cdot\frac{K}{\sin^{n-2}\dfrac{\varphi}{2}} = \frac{P}{d^2}\cdot\frac{2}{\pi}\cdot\frac{1}{\left[\dfrac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right]^{n-2}}\cdot$$

$$\cdot\frac{\left[\dfrac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right]^n}{\dfrac{n-2}{n-1}} = \frac{P}{d^2}\cdot\frac{2}{\pi}\cdot\frac{\left[\dfrac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right]^{n-(n-2)}}{\dfrac{n-2}{n-1}} =$$

$$= \frac{P}{d^2}\cdot\frac{2}{\pi}\cdot\frac{\left[\dfrac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right]^{n-n+2}}{\dfrac{n-2}{n-1}} =$$

$$= \frac{P}{d^2}\cdot\frac{2}{\pi}\cdot\left[\frac{\sqrt{n\,(n-2)}}{n-1}\right]^2\cdot\frac{n-1}{n-2} = \frac{P}{d^2}\cdot\frac{2}{\pi}\cdot\frac{n}{n-1}\cdot$$

Deci:

$$\mathrm{HB}_{max} = \frac{2}{\pi}\cdot\frac{n}{n-1}\cdot\frac{P}{d^2}\cdot$$

Egalînd expresiile durității în funcție de plasticitate și prin noua metodă, rezultă:

$$1{,}2292\,\frac{P}{d^2} = \frac{2}{\pi}\cdot\frac{n}{n-1}\cdot\frac{P}{d^2};$$

$$1{,}2292 = 0{,}639\,\frac{n}{n-1};$$

$$n = 2{,}08.$$

Coeficientul n reprezintă criteriul de comparație între cele două metode.

În concluzie, soluția grafo-analitică prezentată permite rezolvarea rapidă a tuturor problemelor ce se pun în legătură cu duritatea materialelor, atît din punct de vedere static, cît și dinamic.

Pentru a se determina duritatea materialelor prin noua metodă este necesară numai citirea în condiții tehnice corecte a urmei amprentei și, prin metoda simplă și comodă a graficelor, se determină cu mare precizie (circa 1%) valoarea durității respective. Timpul necesar acestei operații este mult mai scurt decît în cadrul metodelor clasice. Se pune în acest fel la îndemîna tehnicienilor o metodă de determinare a durității simplă și comodă, de o reală utilitate practică.

---

[1] *Slavin, D. O.* și *Șapiro, D. M.* Încercările mecanice ale materialelor. București, Ed. tehnică, 1952. [2] *Cudriavțev, I. V., Saverin, M. M.* și *Riabcencov, A. V.* Metode pentru mărirea rezistenței superficiale a organelor de mașini. Ed. tehnică. [3] *Schwartz, H.* Elemente practice de metalografie fizică. București, Ed. tehnică, 1956. [4] *Sapoșnikov, N. A.* Încercarea mecanică a metalelor. Moscova, Mașghiz, 1951. [5] *Gages, L.* Essais des métaux. Paris, Gauthier — Villars.

Documentare

Motor Diesel rapid cu 6 cilindri în V. În : Oil Engine and Gaz Turbine, martie 1964.

Uzinele G.M.C. din S.U.A. au elaborat un motor Diesel rapid cu 6 cilindri în V, destinat tracţiunii, dar potrivit şi pentru utilizări industriale şi navale.

Motorul are alezajul de 130,1 mm şi cursa pistonului de 98 mm. Raportul cursă/alezaj = 0,75 este remarcabil pentru un motor Diesel. Cilindreea totală 7,78 l. Turaţia maximă 3 200 rot/min. Viteza medie a pistonului 10,45 m/s. Raportul de comprimare 17,5, greutatea uscată fără accesorii şi ambreiaj 430,9 kg. Puterea brută la durata maximă este de 150 CP pentru modelul D 478, şi de 170 CP pentru modelul DH 478. Momentul motor brut maxim la 2 000 rot/min este de 36,77, respectiv 41,19 kgm pentru cele două modele.

Unghiul V-ului este de 60 grade. Fiecare linie de cilindru are cîte un colector de admisiune şi de evacuare, fiecare cu cîte trei coturi. Colectoarele sînt laterale, lăsînd loc în interiorul V-ului pentru pompa de injecţie şi injectoare. Bloccarterul este o piesă unitară, din fontă turnată cu crom şi nichel. Cămăşile de apă se întind pe toată lungimea cilindrilor şi de jur împrejurul lor. Distribuţia este asigurată printr-o supapă de admisiune şi una de evacuare. Între supape există o punte lată. Arborele cotit este din oţel forjat. Ordinea de aprindere : 1—6—5—4—3—2. Motorul are un arbore de echilibrare cu două contragreutăţi, rotindu-se la o turaţie dublă faţă de arborele cotit şi în sens contrar cu acesta. Sistemul de ungere sub presiune are un răcitor de ulei. Camera de ardere este toroidală în piston. Mişcarea în vîrtej a aerului este realizată prin orientarea canalului de admisiune faţă de poarta supapei. Supapa de admisiune are diametrul discului mai mare decît cel al supapei de evacuare. Pompa de injecţie este de tipul monoplunger cu distribuitor. Avansul la injecţie este reglat automat cu un dispozitiv hidraulic. Presiunea de injecţie este de 210 kgf/cm^2. Injectoarele au patru orificii. Pistonul are numai doi segmenţi de etanşeitate şi un singur segment de ulei.

Reducerea pierderilor ventilatorului. În : Oil Engine and Gas Turbine, febr. 1964.

După cum se ştie, prezenţa ventilatorului la motorul de tracţiune este necesară numai în condiţii extreme de funcţionare. La toate celelalte regimuri ventilatorul nu numai că devine inutil, dar introduce o serie de neplăceri : măreşte durata perioadei de încălzire a motorului, intensifică efectele oricărui dereglaj al termostatului, absoarbe energie, produce zgomote.

Există trei căi, în general, pentru evitarea acestor neajunsuri. În primul rînd, se poate introduce comanda separată electrică, cu control termostatic al ventilatorului. În acest mod, ventilatorul este pus în funcţiune numai cînd se atinge o anumită temperatură critică a motorului. Soluţia este în adevăr ideală, dar costisitoare.

O a doua cale consistă în introducerea unui ambreiaj în transmisia care comandă, obişnuit, ventilatorul. Şi această soluţie este ideală, dar la fel de costisitoare.

Cea de-a treia cale comportă reţinerea curelei obişnuite de antrenare, dar prevederea unei limitări a debitului ventilatorului, cînd se atinge o anumită turaţie a motorului, limitează energia cosumată şi zgomotul emis. O soluţie cunoscută este acea a cuplajului vîscos, care limitează cuplul transmis, ceea ce micşorează energia consumată la turaţii ridicate faţă de cazul transmisiei obişnuite. O altă soluţie este aceea arătată în figura 1 (realizată de Dowty). Fiecare paletă este montată într-un locaş cilindric de pe flanşa centrală a ventilatorului, putînd să se rotească în jurul axei sale, în limita fixată prin opritori. Aceştia sînt aranjaţi astfel încît să se permită o variaţie a pasului între 11 şi 35 de grade. Fiecare paletă este controlată de un resort de torsiune reglat astfel încît să o menţină la un pas mare, care duce la un debit maxim de aer pentru o turaţie dată. În timpul rotirii ventilatorului, momentul centrifugal tinde să micşoreze pasul paletelor cu atît mai mult, cu cît turaţia este mai ridicată.

Prin alegerea corespunzătoare a resoartelor de torsiune se poate aranja ca paletele ventilatorului să rămînă la pasul maxim pînă la o turaţie dată, în general în jurul aceleia de moment maxim (la care este necesară, în mod normal, cea mai mare capacitate de înlăturare a căldurii motorului). Peste această turaţie, paletele pivotează progresiv spre un pas mai mic, pe măsură ce turaţia creşte.

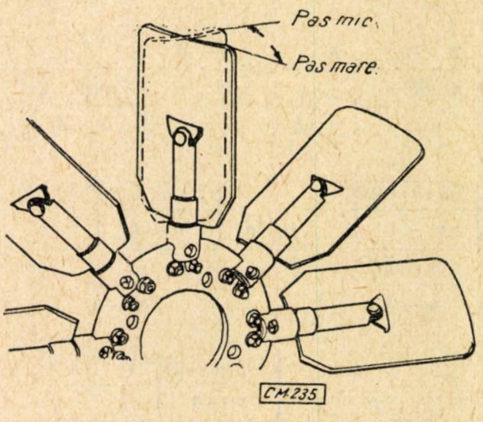


Fig. 1

Un avantaj al soluţiei este posibilitatea de înlocuire a ventilatoarelor obişnuite, fără alte modificări, deoarece nu există diferenţe de ancombrament. Un al doilea avantaj este acela al preţului de cost incomparabil mai scăzut decît al celorlalte soluţii menţionate.

Încercările au dovedit că puterea absorbită de ventilatorul cu palete cu pas variabil a scăzut cu 50 % la turaţia ventilatorului de 3 000 rot/min şi cu peste 60 % la 5 000 rot/min, faţă de soluţia obişnuită. În acelaşi timp, nivelul zgomotelor emise a scăzut foarte mult : 70 % şi peste 75 % la turaţiile menţionate.

Arderea amestecurilor sărace în motoarele cu aprindere prin scînteie şi cu aprindere prin compresiune. În : Technique moderne nr. 10, 1964.

Arderea în motoarele cu aprindere prin scînteie şi în cele cu aprindere prin compresiune, folosind combustibili volatili, prezintă aspecte comune, în special, în cazul amestecurilor foarte sărace. Astfel, în motoarele cu aprindere prin scînteie şi cu formarea amestecului în exterior, conţinutul de combustibil nu poate scădea sub 60% din proporţia stoechiometrică ; la motoarele cu aprindere prin compresiune, injecţia determinînd o neomogenitate a amestecului, proporţia respectivă medie globală poate ajunge sub 20 %, local rămînînd însă de peste 60 %.

Nici în cazul motorului cu aprindere prin scînteie nu se poate realiza un amestec perfect omogen, chiar dacă se utilizează comustibili gazoşi. Amestecul real este format din volume de gaz sau vapori de combustibil înconjurat de aer, în care difuziunea gazelor combustibile poate fi puţin influenţată. Acestea acţionează asupra porţiunilor ce ard şi care se deplasează datorită turbulenţei, permiţînd arderea restului de amestec şi reducerea dispersiunii ciclurilor, asigurînd astfel o funcţionare stabilă a motorului pentru un conţinut de combustibil în jur de 60 % din proporţia stoechiometrică. Funcţionare stabilă pentru dozaje globale mai sărace se poate obţine numai prin realizarea unei neomogenităţi a amestecului direct în cilindru.

Aspectul transferului de focare datorită mişcării aerului este asemănător cu modul de funcţionare a motorului cu aprindere prin compresiune alimentat cu combustibil uşor. În acest caz aprinderea are loc în mai multe puncte, în care condiţiile de inflamabilitate sînt realizate.

Rezultă că este necesar ca durata arderii unui volum elementar să depăşească timpul necesar pentru ca acest volum să întîlnească un alt volum elementar în care condiţiile de inflamabilitate sînt realizate. Picăturile de combustibil uşor, avînd un diametru mai redus şi evaporîndu-se mai repede, apare posibilitatea ca volumele elementare aprinse să se stingă înainte de a inflama un alt volum elementar. Efectul este dispersia ciclurilor, fapt ce se constată la motoarele cu aprindere prin compresiune şi alimentare cu combustibili uşori sau gazoşi. Experienţa a arătat că aceste motoare funcţionează stabil dacă presiunea maximă de combustiune depăşeşte pe cea de compresiune cu 3—5 bar; în această situaţie se poate determina curba de putere indicată limită şi dozajul global al amestecului.

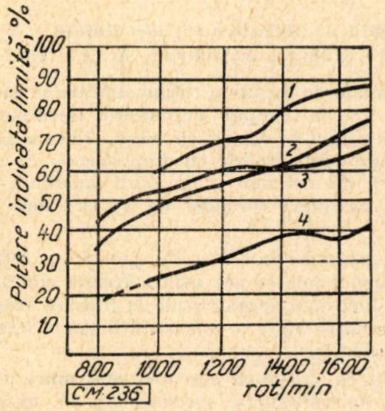


Fig. 1

Curba *1* din figura 1 a fost obţinută alimentînd un motor cu aprindere prin compresiune cu benzină de indice octanic 90; puterea indicată limită pentru 1 600 rot/min este de 85% din puterea indicată maximă. Adăugînd 5% ulei, puterea indicată scade, pentru aceeaşi turaţie, la 72% (curba *2*), iar pentru un adaos de 10% motorină se obţine o putere indicată limită de 65% (curba *3*). Curba *4* se referă la funcţionarea cu motorină, obţinîndu-se o putere limită indicată de 35%.

Micşorarea presiunii de injecţie, care are ca efect mărirea diametrului picăturilor de combustibil, determină o diminuare importantă a dispersiei diagramelor de presiune; acelaşi efect se poate obţine prin creşterea vitezei de deplasare a amestecului în camera de ardere a motorului.

Măsurarea şi reducerea zgomotelor industriale. *A. J.* King. În: Associated Electrical Industries Ltd, nr. 3—4, 1964.

Problema studiului zgomotelor prezintă, în afară de dificultăţi, o serie de complicaţii datorită, de exemplu, numeroaselor unităţi de măsură utilizate în domeniul respectiv sau curbelor de sensibilitate a urechii, care variază atît cu frecvenţa, cît şi cu nivelul zgomotului.

În ce priveşte curbele de sensibilitate se pot utiliza curbele I.S.O. care precizează cîmpul sonor, minim perceptibil, în funcţie de frecvenţă şi curbele de nivel echivalent pentru diferite frecvenţe. Presiunile sonore sînt exprimate în unităţi logaritmice, nivelul 0dB corespunzînd unei presiuni de 2.10^{-4} dyn/cm^2; nivelurile sonore comparate pentru 1 000 Hz sînt exprimate în foni.

Metoda corespunzătoare pentru depistarea surselor de zgomot într-o maşină este metoda analizei spectrale. De exemplu, pentru o maşină rotativă, o serie de încercări la turaţii diferite precizează componentele cu frecvenţa proporţională cu aceea a rotaţiei şi acelea de frecvenţă constantă care sînt datorite sursei de acţionare sau rezonanţei diverselor cavităţi. Rezultă că sunetul se propagă prin curenţi de gaze turbulenţi şi discontinui şi prin intermediul suprafeţelor în vibraţie.

Pentru reducerea zgomotelor se poate suprima sursa sau se poate împiedica propagarea. De exemplu, nivelul zgomotelor care se propagă în aer se reduce cu 6 dB dacă distanţa parcursă se dublează.

Se pot folosi materiale absorbante (celulare) avînd peste frecvenţa de rezonanţă un coeficient de atenuare independent de frecvenţă sau pereţi absorbanţi formaţi din panouri separate prin materiale vîscoase.

Zgomotele transmise prin vibraţia unei suprafeţe mecanice sînt atenuate conform relaţiei:

$$k \text{ dB} = 20 \log m f - 29 \text{ dB},$$

în care m este masa raportată la unitatea de suprafaţă, iar f, frecvenţa vibraţiei. Conductele trebuie prevăzute cu amortizoare din cauciuc.

Cum, în general, zgomotele într-o maşină sînt de cele două tipuri, se folosesc atît suporţi amortizori, cît şi o încăpere cu izolaţie fonică.

Mecanism pentru amplificarea mişcării cu pîrghii şi lanţ. E. Louden. În: La machine moderne, nr. 12, 1964.

Mecanismul a fost realizat în cadrul unei maşini de ambalat pentru amplificarea mişcării unei culise.

În figura 1, mecanismul este reprezentat prin linii continue la începutul mişcării şi prin linii întrerupte la sfîrşitul mişcării şi într-o poziţie intermediară.

Bara *1* transmite mişcarea unei culise existente pîrghiei *2* a mecanismului de amplificare. Pîrghia *2* roteşte într-o articulaţie fixă pe care este montată roata de lanţ *3*, transmiţînd mişcarea printr-un lanţ cu role, roţii de lanţ *4* montată pe axul *5*. Axul *5* se roteşte liber în lagărul respectiv. Pîrghia *6* fixată pe axul *5* este articulată cu bara *7* care transmite mişcarea culisei adăugate în mecanismul maşinii.

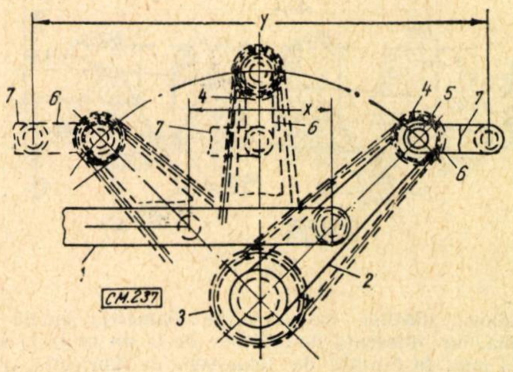


Fig. 1

Bara *1*, rotindu-se în sensul indicat în figură, schimbă poziţia de angrenare a lanţului pe roata *3*. Din aceasta cauză pîrghia *6* se roteşte pe axul roţii *4* pînă cînd pîrghia *2* ajunge la sfîrşitul cursei; în acest moment pîrghia *6* a realizat o jumătate de rotaţie, ajungînd într-o poziţie paralelă cu cea iniţială. Totuşi, în raport cu pîrghia *2*, poziţia sa este inversată. Rezultă că la deplasarea axului *5* se adaugă dublul lungimii pîrghiei *6*.

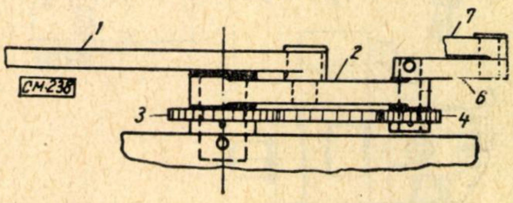


Fig. 2

Poziţiile pîrghiei *6* la începutul şi sfîrşitul cursei sînt funcţie de raportul dintre roţile *3* şi *4*.

În figura 1, amplificarea mişcării barei *7* în raport cu *1* este reprezentată prin diferenţa dintre y şi x. Reglînd poziţia articulaţiei de pe bara *6* se poate obţine mărirea sau micşorarea cursei pîrghiei *7*.

În figura 2 apare o vedere de dedesubt a mecanismului.

Cuţit-pieptene pentru filetarea pieselor de oţel cu rezistenţă ridicată. M. E. Iuhvid, M. B. Gatovskii şi V. M. Larionova. În: Stanki i instrument, nr. 10, 1964.

În fabricaţia modernă s-a introdus în ultimul timp metoda de filetare cu cuţit-pieptene, care are o eficienţă mare în cazul producţiei de serie mare şi de masă a pieselor cu pasul filetului mai mic de 4 mm. Această metodă este indicată în cazul prelucrării filetelor conice şi cilindrice ale pieselor executate din oţel cu rezistenţă ridicată, avînd limita de curgere 145—150 kgf/mm² şi duritatea 45—48 HRC.

În figura 1 se prezintă dimensiunile constructive ale unui cuţit-pieptene cu patru dinţi pentru filetarea conică a ţevilor, confecţionat din aliaje dure de plastifiere (T15K6 sau VK10M).

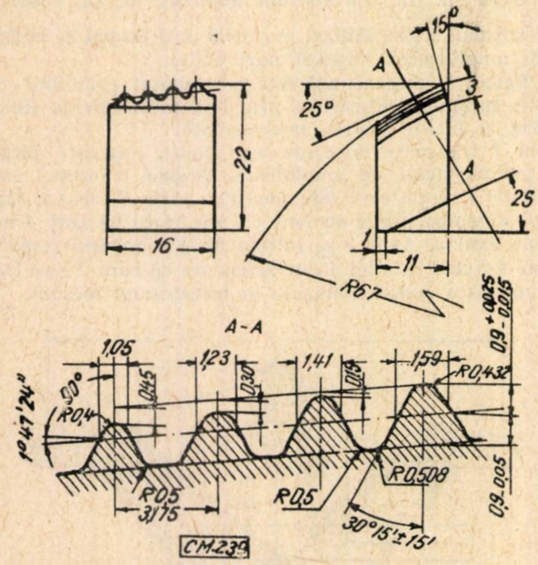


Fig. 1

Grosimea dinţilor măsurată pe diametrul mediu este variabilă, iar diferenţa de înălţime de la un dinte la altul, de 0,15 mm. În funcţie de tehnologia de fabricaţie, suprafaţa de aşchiere a cuţitului poate fi plană sau circulară, ca în

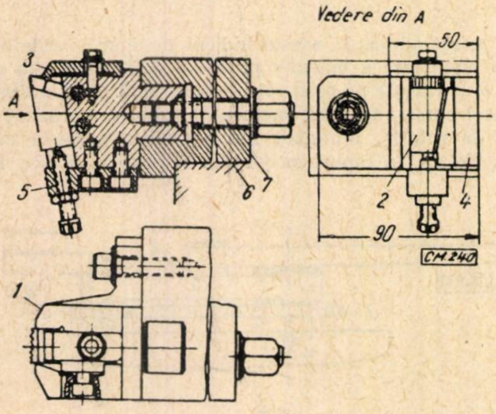


Fig. 2

figură (R = 67 mm), ceea ce face posibilă profilarea pe maşina de rectificat filete şi finisarea pe strung, cu utilaj special.

Pentru fixare, cuţitul-pieptene se aşază pe prisma de sprijin 2 a port-sculei 1 (fig. 2) şi se strînge cu placa 3.

Poziţia prismei de sprijin în raport cu axa centrelor maşinii-unelte se reglează cu ajutorul şurubului 5 şi a plăcii laterale 4. Planul înclinat al acesteia asigură montarea rigidă a prismei de sprijin şi, ca urmare, stabilitatea sculei în procesul de prelucrare. Partea cilindrică a port-sculei 1 pătrunde în suportul 6, în care se fixează cu tirantul 7, oferind astfel posibilitatea de rotire a sistemului corespunzător unghiului de creştere a elicei filetului de prelucrat.

Eficienţa cuţitului-pieptene prezentat a fost verificată la filetarea semifabricatelor tubulare de oţel 38HNM, cu diametrul de 142 mm, tratate termic la 45—48 HRC. Pentru scula din aliaj T15K6 s-au obţinut rezultate bune la viteza de tăiere de 50—55 m/min şi răcire cu emulsie. Execuţia filetului cu pasul de 3,175 mm (8 spire pe ţol) comportă patru treceri, avansul radial la primele două fiind de 0,6 mm, la a treia de 0,5 mm, iar la ultima de 0,1 mm. Precizia de prelucrare corespunde clasei a 7-a (conform GOST 2789—59).

Metoda radială de frezare a roţilor dinţate. V. S. Misevici. În: Stanki i instrument, nr. 11, 1964.

Metoda radială de frezare a roţilor dinţate se caracterizează prin faptul că, în timpul prelucrării, freza-melc execută numai avans radial în raport cu piesa. Prin această metodă pot fi prelucrate roţi dinţate cu dinţi drepţi, cu grosimea coroanei de 10—12 ori mai mare decît modulul, şi cu dinţi înclinaţi, cu grosimea coroanei de 10 ori mai mare decît modulul.

Pentru degroşarea prin metoda radială a roţilor dinţate înguste cu modul mic se pot utiliza frezele cilindrice cu diametre mari. Folosirea acestor scule la finisare este îngreuiată de valoarea relativ mare a concavităţii Δh a feţelor laterale ale dinţilor (fig. 1).

Pentru roţi cu grosimea coroanei mai mare s-au realizat freze conice, de construcţie specială (fig. 2), care reprezintă o variantă a frezelor-melc cu unghiul profilului nul şi au diametre mai mici.

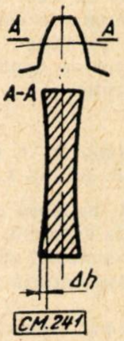


Fig. 1

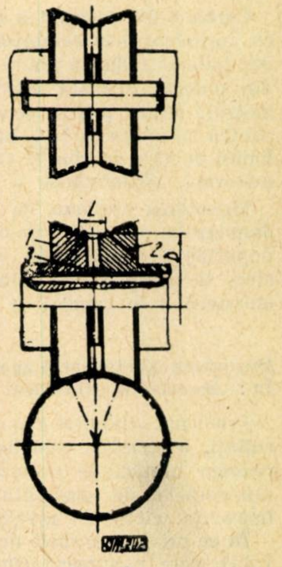


Fig. 2

Profilul dinţilor frezelor conice este asemănător cu cel al dinţilor frezelor cilindrice obişnuite, cu deosebire că una dintre feţele laterale ale fiecărui dinte este perpendiculară pe axa frezei. Între cele două semifreze *1* şi *2* este montat inelul distanţier *3*, asigurînd distanţa L adecvată normalei comune la roata de prelucrat. Fiecare dintre cele două feţe laterale ale dinţilor roţii de prelucrat este realizată de semifreza corespunzătoare (din dreapta sau din stînga).

În figura 3 se prezintă secţiunea transversală prin materialul îndepărtat de cele două semifreze între doi dinţi ai roţii prelucrate. Porţiunile delimitate prin linie întreruptă sînt îndepărtate la începutul prelucrării, iar cele delimitate prin linie — punct — la o rotaţie. Se observă că cele două semifreze se descarcă reciproc, ceea ce contribuie la mărirea durabilităţii sculei.

Pentru roţi cu modulul m cuprins între 1 şi 6 şi grosimea coroanei egală cu 10 m, semifrezele au diametrul de divizare D cuprins între 100 şi 600 mm. În scopul asigurării adîncimii corespunzătoare a golurilor dintre dinţii roţii, înălţimea capului dinţilor frezei se majorează peste 1,25 m, variind, pentru valorile modulului indicate mai sus, de la 1,5 la 9,3 mm.

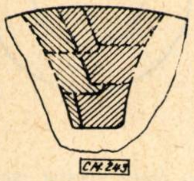


Fig. 3

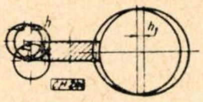


Fig. 4

Precizia danturării roţilor depinde de menţinerea constantă a distanţei L (fig. 2). Respectarea acestei condiţii face posibilă reducerea adaosului de prelucrare, operaţia căpătînd caracterul de calibrare.

Metoda radială de frezare asigură creşterea productivităţii datorită micşorării lungimii de deplasare a sculei. Într-adevăr, deplasarea h_1 este mai mică decît deplasarea $h + l$, corespunzătoare frezării cu avans longitudinal (fig. 4). De asemenea, procesul de lucru este îmbunătăţit printr-o mai favorabilă distribuţie a sarcinii, ca urmare a mărimii numărului de muchii active o dată cu creşterea diametrului şi a utilizării simultane a două semifreze.

Alegerea parametrilor sistemului de alimentare a maşinilor-unelte pentru prelucrare prin contact electric.

A. T. Kraveţ, N. I. Bilik. În: Stanki i instrument, nr. 11, 1964.

Una dintre particularităţile prelucrării prin contact electric o constituie utilizarea arcului voltaic de tensiune joasă şi intensitate înaltă, a cărui realizare ridică probleme speciale. Pentru prelucrare, discul-sculă *1* (fig. 1) şi piesa *2* sînt conectate la o sursă de curent monofazic de frecvenţă industrială, de exemplu la transformatorul de reducere a tensiunii *3*. Regimurile de lucru utilizate de obicei se caracterizează prin avansuri de 6—8 m/min şi tensiuni de 27—44 V.

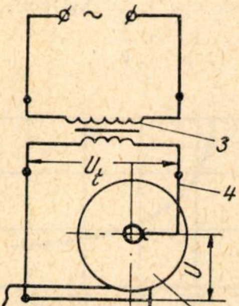


Fig. 1

Trecerea curentului cu intensitatea de ordinul a zecilor de mii de amperi prin înfăşurarea de joasă tensiune a transformatorului şi prin circuitul de lucru *4* poate fi însoţită de o însemnată cădere de tensiune, ceea ce influenţează randamentul electric al întregului circuit, coeficientul de putere cos φ şi caracteristicile electrice ale maşinii-unelte. De aceste aspecte trebuie să se ţină seamă la alegerea parametrului sistemului de alimentare.

Astfel, dacă se notează cu U tensiunea în circuitul de lucru şi cu U_t tensiunea la ieşirea din transformator, se poate scrie relaţia:

$$U_t = U + I\,R + \frac{(IX)^2}{2U}, \tag{1}$$

în care:

R este rezistenţa activă a circuitului de lucru;

X — rezistenţa reactivă a circuitului de lucru;

I — intensitatea curentului.

Rezistenţa R este definită de suma dintre rezistenţa activă a conductoarelor R_c şi rezistenţa activă a contactelor R_{ct}. Prima dintre acestea are expresia:

$$R_c = k_1 k_2 R, \tag{2}$$

în care:

$R = \frac{\rho l}{\delta}$ este rezistenţa conductoarelor;

k_1, k_2 — coeficienţi care iau în considerare efectul de suprafaţă şi efectul de apropiere.

La încărcări reduse ale maşinii-unelte se poate lua în medie:

$$k_1 k_2 = 5,$$

la încărcări mai mari fiind necesară majorarea acestei valori cu cîteva unităţi.

Rezistenţa activă a contactelor R_{ct} depinde de construcţie, materialul şi starea acestora.

Neputînd fi exprimată prin calcul, rezistenţa reactivă a circuitului de lucru se determină experimental pe circuite model, prin similitudine electrodinamică. Dacă circuitul model are aceeaşi permeabilitate magnetică şi aceeaşi conductivitate electrică ca şi circuitul original, criteriul de similitudine este:

$$l_m \sqrt{f_m} = l \sqrt{f}, \tag{3}$$

în care:

l_m şi l reprezintă dimensiunea caracteristică a circuitului model şi a circuitului original;

f_m şi f — frecvenţa circuitului model şi a circuitului original.

Alegînd o anumită frecvenţă f_m şi cunoscînd frecvenţa f (50 Hz), se determină scara de măsură:

$$\mu = \sqrt{\frac{f}{f_m}}. \tag{4}$$

În funcţie de rezistenţa activă şi reactivă a circuitului model R_m şi X_m, mărimile corespunzătoare ale circuitului original, cu ajutorul cărora se precizează tensiunea la ieşire din transformator cu relaţia (1), sînt:

$$R = \mu\, R_m \tag{5}$$

şi

$$X = \mu\, X_m\,. \tag{6}$$

Experienţa a arătat că pierderile de tensiune în circuitul de alimentare nu trebuie să depăşească 10%, ceea ce constituie un criteriu pentru fixarea secţiunii conductoarelor, la o anumită tensiune de ieşire din transformator.

Alegerea tensiunii circuitului de alimentare este condiţionată de puterea instalaţiei, cum şi de distanţa faţă de staţia de alimentare. Conform GOST 721—62, se recomandă tensiuni cuprinse între 380 şi 660 V şi între 6 şi 10 kV. Pentru primul interval, se pot utiliza transformatoare uscate, plasate în apropierea maşinii-unelte; pentru cel de-al doilea este necesară folosirea transformatoarelor cu ulei, dispuse în încăperi separate.

În scopul precizării limitelor de utilizare a transformatoarelor uscate şi cu ulei, s-au efectuat calcule economice estimative în cazul conectării maşinilor-unelte la transformatoare cu puteri de la 100 la 1 000 kW. Pentru tensiunea de alimentare de 380 V şi 6 kV s-a dovedit indicată folosirea transformatoarelor uscate, indiferent de puterea lor, la distanţe faţă de staţia de alimentare mai mici de 100 m; la distanţe mai mari de 100 m, rezultatele au fost favorabile transformatoarelor cu ulei.

Încercări comparative de rezistenţă între angrenaje prelucrate prin aşchiere şi angrenaje forjate. În: Metalworking Production, vol. 108, nr. 18.

O serie de încercări de rezistenţă realizate pe două tipuri de angrenaje, unul cu dantura prelucrată prin aşchiere şi cementată, iar celălalt avînd dantura forjată, au demonstrat că primul angrenaj poate suporta solicitări mai mari, prezentînd în acelaşi timp o durată de funcţionare superioară. Cele două angrenaje supuse încercărilor erau destinate pentru diferenţialul unui autocar.

În general, caracteristicile de rezistenţă la oboseală determinate au fost superioare în cazul angrenajului cu dantura prelucrată prin aşchiere.

Astfel, în cazul unor momente transmise mari, angrenajul cu dantura prelucrată a prezentat o rezistenţă la oboseală dublă în raport cu angrenajul cu dantura forjată; pentru un moment transmis de 220 000 kgcm, durata de funcţionare medie a dinţilor forjaţi a fost de numai 670 cicluri faţă de 1 610 cicluri pentru dinţii angrenajului prelucrat prin aşchiere.

În domeniul momentelor reduse angrenajele cu dinţii prelucraţi pot suporta eforturi corespunzătoare unui moment transmis cu 25% mai mare decît angrenajul forjat (fig. 1).

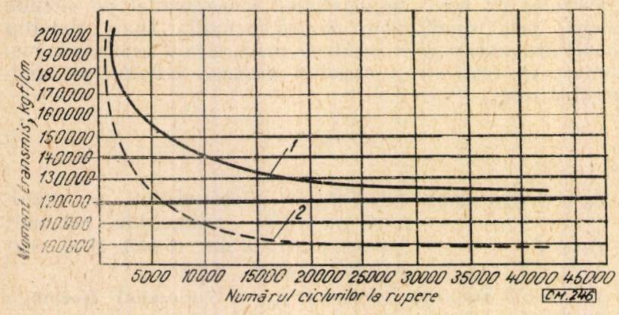


Fig. 1

În cadrul încercărilor realizate s-a încercat să se elimine celelalte cauze posibile de rupere. Viteza de rotaţie a angrenajelor a fost de 10 rot/min; eforturile aplicate au corespuns celor reale pentru raportul de demultiplicare maxim.

Rezultatele încercărilor apar în diagrama din figura 1, în care curba *1* se referă la angrenajul prelucrat prin aşchiere, iar curba *2*, la cel forjat.

Cu ocazia încercărilor s-a stabilit că principala cauză a scoaterii din funcţiune a danturii forjate este fenomenul de pitting, iar pentru dantura prelucrată prin aşchiere, oboseala la încovoiere.

Găurirea plăcilor cu ajutorul explozivilor. V. G. Konohenko şi K. I. Zaytsev. În: Engineers 'Digest, vol. 23, nr. 6.

Metoda de găurire a plăcilor cu ajutorul explozivilor este folosită, mai ales, cînd materialul are o grosime mare.

Dispozitivul utilizat cîntăreşte numai 25 kgf şi permite realizarea unor găuri pentru executarea cărora ar fi necesară o presă de 50—75 tf. Găurile realizate sînt exacte, iar peretele respectiv nu prezintă fisuri. Se pot realiza găuri pînă la un diametru de 25 mm în table cu grosimea de 18 mm, consumul de exploziv fiind de numai 2 gf.

În figura 1 apare schematic dispozitivul folosit. Cartuşul *1* pune în mişcare poansonul *2* care se deplasează în ţeava *3*. Piesa de prelucrat *4*, fixată cu ajutorul dispozitivului de prindere *5* pe matriţa *6*, este găurită de capul poansonului *2*; dispozitivul are şi un amortizor de zgomot *7*.

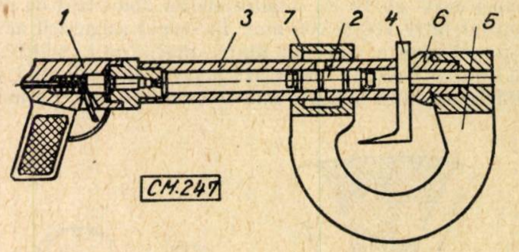


Fig. 1

Lucrul mecanic de deformare, în cazul acestei metode de găurire, este dat de relaţia:

$$L_d = k\,L_s$$

în care:

L_d este lucrul mecanic de deformare dinamică;
L_s — lucrul mecanic de deformare statică;
k — un coeficient dinamic funcţie de viteza poansonului şi de proprietăţile mecanice ale materialului de prelucrat. Coeficientul k, pentru vitezele folosite, prezintă valori subunitare şi deci, în cazul metodei considerate, lucrul mecanic de deformare dinamică este inferior lucrului mecanic de deformare statică.

În figura 2 apare modul de variaţie a valorii coeficientului dinamic în funcţie de viteza poansonului.

Lucrul mecanic de deformare statică pentru prelucrarea cu o presă obişnuită este dat de relaţia:

$$L_s = 10^{-1}\cdot\lambda\cdot\pi\cdot d\cdot l^2\cdot\tau_f\text{, kgf.cm,}$$

în care:

λ este raportul dintre efortul mediu şi cel maxim; pentru oţel de grosime mare λ este cuprins între 0,35 şi 0,40;
d — diametrul găurii, mm;
l — grosimea materialului, mm;
τ_f — rezistenţa la forfecarea respectivă kgf/mm².

Presiunea iniţială a gazelor, după explozie, este dată de relaţia:

$$= \frac{p_{sp}\dfrac{G}{V_1}}{1-\alpha\dfrac{G}{V_1}}\ \text{kgf/cm}^2,$$

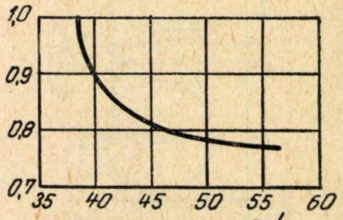


Fig. 1

în care:

p_{sp} este presiunea specifică a încărcăturii, kgf·cm/kgf;
G — greutatea încărcăturii, kgf;
V_1 — volumul disponibil iniţial, cm³;
α — coeficientul de corecţie a volumului încărcăturii, cm²/kgf.

Valoarea uzuală pentru V_1 este de 4,7 cm³. Pentru p_{sp} valorile respective sînt funcţie de natura explozivului: $2{,}9.10^6$ pentru pulbere neagră, $8{,}3.10^6$ pentru fulmicoton şi 10.10^6 pentru nitroglicerină în pulbere.

Viteza medie a poansonului se poate calcula cu ajutorul relaţiei :

$$v^2 = \frac{2}{n-1} \cdot p \left[1 - \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{n-1}\right] \frac{V_1}{m}, \text{ cm/s},$$

în care :

n este exponentul politropic avînd valoarea 1,2 ;
V_2 — volumul gazelor la sfîrşitul destinderii gazelor ;
m — masa poansonului.

Se observă că viteza poansonului se poate varia acţionînd asupra mărimii încărcăturii G, asupra masei poansonului m şi asupra lungimii ţevii V_2. În practică, G trebuie mărit cu 8÷10 %, pentru a acoperi pierderile datorită combustiei incomplete.

Diametrul ţevii este de 1,5—2 ori diametrul util al poansonului.

În practică este necesar să se adapteze un dispozitiv de amortizare a zgomotului.

Compresor cu piston de înaltă presiune

Cerinţele continue de puteri mărite în domeniul compresoarelor cu piston de înaltă presiune, polietajate, au dus la asocierea avantajelor maşinilor orizontale şi verticale în familia nou elaborată a compresoarelor polietajate cu piston în construcţie înclinată. Ele sînt dedicate comprimării aerului şi gazelor similare. Pentru buna adaptare la numeroasele condiţii diferite de utilizare s-a elaborat mecanismul motor în trei mărimi cu curse diferite. Astfel, cu mecanisme cu curse de 160, 200 şi 250 mm se obţin debite de la 300 m^3/h pînă la 3 000 m^3/h, pînă la presiunea maximă finală de 400 kgf/cm^2.

Familia de compresoare cu 3, 4, 5 şi 6 etaje şi datele lor tehnice sînt standardizate şi consemnate în standardele R.D.G. cu indicativele TGL 11754 pînă la 11757.

Dispunerea înclinată, în unghi, a cilindrului asociată cu poziţionarea îngrijită a contragreutăţilor acordă maşinii un bun echilibraj, mers liniştit şi de aici pretenţii mai reduse faţă de fundaţii.

Pentru antrenarea compresorului s-au dezvoltat motoare speciale în domeniul de putere 55—1 250 kW.

Noua realizare a uzinelor constructoare de maşini din Zwickau, R.D.G. (VEB Zwickauer Maschinenfabrik) are faţă de varianta orizontală o reducere de suprafaţă de montaj de circa 40 % şi de greutate de circa 30 %.

Compresorul este expus la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965.

Un nou motor Diesel rapid

Motorul Diesel rapid 6 KVD 18/1 construit de uzinele VEB Elbe-Werft Rosslau (R.D.G.) are şase cilindri în patru timpi şi este în construcţie verticală sau orizontală. Motorul poate fi cu sau fără supraalimentare. Alezajul este de 150 mm, iar cursa pistonului de 180 mm. Sistemul de ardere este cu cameră de preardere. Puterea motorului fără supraalimentare este de 145—220 CP la 1 000—1 500 rot/min. Prin supraalimentare, puterea motorului creşte, la aceleaşi turaţii, la 220—330 CP. Există posibilitatea ridicării turaţiei la 1 800 rot/min, cu creşterea corespunzătoare a puterii. Pornirea motorului se face pe cale electrică. Electromotorul de pornire are 15 CP, la 24 V. Se pot utiliza, la nevoie, auxiliare de pornire ca de pildă bujii de încălzire sau instalaţie de preîncălzire.

Tipul vertical şi cel orizontal utilizează cea mai mare parte a pieselor comune cu excepţia băii de ulei, capacului carterului băii, filtrului de combustibil.

Motorul se poate utiliza la locomotive Diesel de manevră, alte autovehicule pe şină, ambarcaţiuni, compresoare şi maşini de făcut drumuri, macarale, precum şi la acţionarea electrogeneratoarelor, compresoarelor de gaze etc.

Noul motor Diesel rapid al industriei constructoare de maşini din R.D.G. este expus la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965.

Strung cu comandă numerică

Uzinele constructoare de strunguri mari „8 Mai" din Karl-Marx-Stadt, R.D.G. (VEB Grossdrehmaschinenbau 8 Mai) au elaborat strungul DZ 630 × 500/1 000 IV cu comandă numerică, pentru strunjirea economică a pieselor complicate în producţia de unicate sau de serie mică. Programul este purtat de benzi găurite cu opt rînduri. Folosirea programului WMW cod 8 c face posibilă cunoaşterea a 1—2 erori cu siguranţă 100 % şi o eroare corectabilă automat. Sistemul absolut numeric de măsură are o precizie de 0,01 mm ; precizia poziţionării este de ±0,02 mm ; diametrul maxim 630 mm, peste suport 320 mm ; lungimea de strunjire 500/100 mm ; greutatea netă 4 200/4 800 kg ; lungimea 4 000/4 300 mm ; lăţimea 2 030 mm ; înălţimea 1 600 mm.

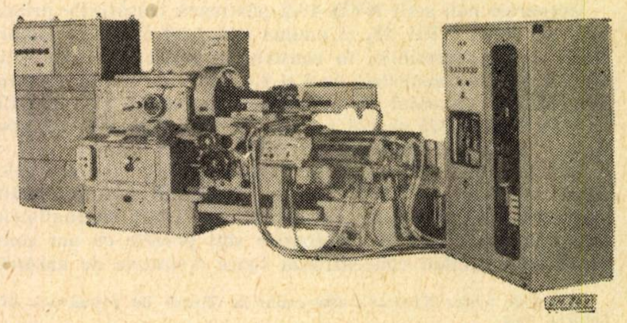


Fig. 1

Maşina se bucură de prindere automată.

Strungul este expus la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965.

Compresoare de 10—20 m^3/h

Uzinele constructoare de maşini şi aparate din Schenditz, R.D.G. (VEB Maschinen und Apparatebau) au elaborat, în cinstea Tîrgului jubiliar de la Leipzig, un tip nou de compresor semiermetic cu manivelă cilindrică tip KHV 10 şi KHV 20. Noul compresor este elaborat la cel mai ridicat nivel al tehnicii mondiale. El are turaţia foarte ridicată (2 900 rot/min), greutatea redusă şi randamentul mare. Domeniul de debite de 10—20 m^3/h îi dă posibilitatea folosirii în instalaţii de climă şi frigorifere. Compresoarele sînt prevăzute pentru funcţionarea cu agenţi frigorifici F 12 şi F 22.

Efecte frigorifice (kcal/h)	$t_0 = -25°C$ $t = +40°C$		$t_0 = +5°C$ $t = +45°C$	
	F 12	*F* 22	*F* 12	*F* 22
KHV 10/1,1	740		4 180	
KHV 10/1,5		1 210		6 800
KHV 10	950	1 563	4 530	7 240
KVH 20/2,2	1 510		8 320	
KHV 20/3,0		2 490		13 540
KHV 20	1 860	3 060	8 890	14 200

Compresoarele sînt expuse la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965.

Motoare Diesel NVD 48.2

De mai bine de zece ani Uzinele de construcţii de maşini grele VEB „Karl Liebknecht" din Magdeburg (R.D.G.) construiesc motoarele Diesel din familia NVD 48. Utilizarea capitală a acestor motoare este, în principal, pentru nave. Ele se folosesc de asemenea şi în agregate motogeneratoare pentru nave sau pentru instalaţii staţionare.

Ca urmare a introducerii unor perfecţionări complexe în construcţie, tehnologie şi încercări, s-a reuşit elaborarea noii familii simbolizate NVD 48.2. Noile motoare au puterea crescută prin ridicarea presiunii medii şi a turaţiei, fără modificări sensibile ale dimensiunilor fundamentale ale cilindrului şi greutăţii motorului.

S-au introdus măsuri speciale pentru uşurarea comenzilor şi întreţinerii, cum şi pentru mărirea siguranţei în funcţionare şi a duratei de viaţă. Astfel, s-a montat un dispozitiv modern de comandă cu o singură roată de comandă cu instalaţie automată, s-a realizat capsularea etanşă la ulei a mecanismului de distribuţie şi ungerea cu ulei sub presiune a acestuia.

Motoarele noii serii NVD 48.2 păstrează trăsăturile principale ale seriei NVD 48, şi anume sînt în 4 timpi cu simplu efect, direct reversibile, în construcţie verticală, cu injecţie directă. Ele se construiesc cu 6 şi 8 cilindri cu sau fără supraalimentare. Domeniul de putere este între 435 şi 1 320 CP la turaţii între 275 şi 428 rot/min. Puterile arătate sînt continue. Ele pot fi majorate cu 10% pentru durata de 1 h o dată la 6 h. La folosirea unui combustibil cu puterea calorifică inferioară de 10 000 kcal/kg, consumul specific efectiv de combustibil al familiei de motoare cu şi fără supraalimentare este de 160 g/CPh. Motoarele sînt pornite cu aer comprimat. Un tablou concentrează toate aparatele de măsură.

Tipul de motor NVD 48.2 este expus la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965.

Compresor reactiv de mare putere

Compresoarele rotative sînt folosite pentru comprimarea aerului, gazelor tehnice şi agenţilor frigorigeni la debite şi rapoarte de comprimare, la care compresoarele cu pistoane alternative ar avea dimensiuni prea mari. De aceea ele se folosesc mai ales în industria chimică pentru transportul diferitelor gaze, dar şi ca generatoare de aer comprimat în industrie şi în construcţii. Compresoarele rotative se bucură de o înaltă siguranţă de funcţionare şi de o mare durabilitate. Ele se bucură de randamente ridicate şi în sarcini parţiale şi suprasarcini. Toate acestea sînt încorporate în compresorul rotativ de mare putere 4 VRZ 200/430, construit de Fabrica de pompe şi suflante din Leipzig (VEB Pumpen und Gebläserwerk).

Compresorul este monoax şi antrenat de un electromotor. Există posibilitatea antrenării sale şi printr-o turbină cu abur sau cu gaze.

Debitele sînt de la 10 000 pînă la 40 000 m^3/h. Gradul de comprimare poate fi variat între 5 şi 9.

La seria 4 VRZ, randamentul izotermic atinge 0,67 la un grad de comprimare de 8. Datele tehnice sînt următoarele: debit la starea de admisiune 10 000 m^3/h, densitatea 1 185 kg/m^3, temperatura şi presiunea iniţială 15°C şi 1 kgf/cm^2, presiunea finală 8 kgf/cm^2, turaţia 13 910 rot/min, puterea la axul compresorului 1 060 kW.

Compresorul este expus la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965.

Simson „Star" SR 4–2

Uzinele de autovehicule şi echipamente Simson din Suhl R.D.G. (VEB Fahrzeug und Gerätewerk Simson) produc motoreta („Mockik") Star într-o concepţie nouă, modernă. Ea este înzestrată cu un sistem de suspensie telescopic la ambele roţi (cursa arcului la roata din faţă 105 mm, la cea din spate 85 mm). Rezervorul de benzină are 8,5 l. Motorul are un cilindru în doi timpi, răcit cu aer, de 49,8 cm^3 şi 3,4 CP. Maşina are trei etaje de viteză, comandate pedalier (în stînga). Ea este înzestrată cu un vitezometru cu kilometraj, cheie de contact electric, blocaj al ghidonului, oglindă retrovizoare, portbagaj şi dispozitiv de susţinere. Greutatea motoretei, cu scule şi rezervorul plin, este de 76 kg. Dinamicitatea motoretei este ilustrată prin timpul de accelerare de 37 s pe 500 m; în 16 s motocicleta poate ajunge la viteza de 50 km/h. Viteza maximă este de 60 km/h. Consumul de combustibil este 2,7 l la suta de kilometri.

Recenzii

M. Grumăzescu, A. Stan, N. Wegener şi V. Marinescu: **Combaterea zgomotului şi vibraţiilor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

Dezvoltarea rapidă a industriei în ultimele decenii, realizarea maşinilor avînd puteri din ce în ce mai mari şi creşterea considerabilă a reţelei, mijloacelor şi vitezelor de transport au determinat o creştere evidentă a nivelului zgomotului şi vibraţiilor.

La locul de muncă, pe străzile oraşului, în locuinţa respectivă, omul se află în permanenţă într-un mediu de zgomote şi vibraţii care au efecte dăunătoare asupra muncii lui fizice şi intelectuale. Sub acţiunea lor, omul oboseşte mai repede şi se concentrează mai greu, fapt care duce la scăderea randamentului şi calităţii producţiei. În acelaşi timp, vibraţiile contribuie la deteriorarea instalaţiilor, maşinilor şi clădirilor insuficient protejate, putînd-se ajunge uneori la scoaterea prematură din funcţie a acestora.

Datorită acestor aspecte, problema combaterii zgomotului şi vibraţiilor a devenit în toate ţările lumii o problemă de mare actualitate, căpătînd în ultimii ani o importanţă deosebită. Lupta împotriva zgomotului şi vibraţiilor nu trebuie privită ca un lux, ci ca o necesitate imperioasă a vieţii moderne.

În cadrul lucrării prezentate se studiază în mod sistematic cauzele care produc zgomote şi vibraţii, acţiunea acestora asupra activităţii umane, cum şi mijloacele de combatere respective.

În primele capitole sînt amintite noţiunile fizice necesare înţelegerii şi urmăririi lucrării şi care se referă la undele sonore şi propagarea lor, cum şi la vibraţii şi la modul de transmitere a acestora.

Pentru justificarea necesităţii unei acţiuni împotriva zgomotului şi a vibraţiilor au fost prezentate, în cadrul unui capitol special, cap. III, modul de percepere a zgomotului şi a vibraţiilor de către organismul uman, acţiunea lor dăunătoare, şi principiile care stau la baza stabilirii normelor care limitează nivelul respectiv.

Sînt prezentate apoi principiile şi soluţiile generale de combatere a zgomotului, reducerea acestuia prin măsuri de protecţie activă sau pasivă, prin insonorizare, prin folosirea carcaselor şi atenuatoarelor, cum şi măsurile de combatere a vibraţiilor, calculul izolării la vibraţii, structuri şi materiale folosite pentru amortizarea vibraţiilor etc.

Capitolul VI se referă la zgomotul industrial şi combaterea lui. După o prezentare a surselor, a caracteristicilor zgomotului industrial (forma spectrului, componenţa spectrală, nivelul de tărie) şi a limitelor se analizează modul în care se poate reduce nivelul zgomotului produs de principalele organe de maşini, de maşinile-unelte şi de utilajele industriale. Sînt analizate astfel zgomotele produse de: lagăre, angrenaje, transmisii cu curea, lanţuri şi came, maşini electrice, motoare cu combustie internă, ejectoare pneumatice, compresoare şi pompe, diverse maşini-unelte şi utilaje industriale (prese, ferăstraie, maşini textile). Este evidenţiat modul în care se poate obţine reducerea nivelului de zgomot prin insonorizarea locurilor de muncă, printr-o amplasare raţională a întreprinderilor şi printr-o protecţie individuală a muncitorilor.

Capitolul VII se ocupă cu combaterea zgomotului şi vibraţiilor la mijloacele de transport. Sînt prezentate sursele de zgomot şi vibraţii care apar la fiecare categorie de mijloc de transport, după care se arată căile de reducere a nivelului respectiv.

Ultimele două capitole ale lucrării tratează diversele aspecte în legătură cu problema zgomotului în clădirile de locuit şi social-culturale, măsurările respective şi gradul de izolare fonică a unei construcţii.

Lucrarea prezintă aspectul teoretic necesar înţelegerii soluţiilor tehnice ce trebuie adoptate şi conţine numeroase exemple de calcul şi proiectare, cum şi nomograme, diagrame şi tabele, de un real folos inginerilor, arhitecţilor, tehnicienilor şi constructorilor.

La întocmirea lucrării s-au folosit, în afară de experienţa proprie, şi cele mai noi realizări în acest domeniu atît din ţară, cît şi din străinătate; o bogată bibliografie este indicată la sfîrşitul volumului.

Cunoscînd principiile şi aplicînd corect metodele de combatere a zgomotului şi vibraţiilor în cadrul proiectării se obţin rezultate mai eficiente şi mai economice decît acele ce se pot obţine după ce maşina sau agregatul a fost realizat.

Meritul lucrării constă tocmai în a pune la îndemîna proiectanţilor un material valoros în scopul reducerii nivelului zgomotului şi vibraţiilor în diferite sectoare de activitate.

Cazane de abur şi recipiente sub presiune. Îndrumar. Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 736 pag.

Lucrarea cuprinde şase părţi în care se prezintă materialele şi tehnologia de fabricaţie, construcţia şi calculul, controlul, exploatarea şi repararea cazanelor de abur şi a recipentelor sub presiune.

Partea întîi se ocupă de factorii care influenţează starea tehnică a cazanelor şi a recipientelor, în cadrul a trei capitole.

Capitolul 1 se referă la construcţia elementelor sub presiune, insistînd asupra concepţiilor moderne din acest domeniu. Între altele, se examinează cauzele care pot determina scoaterea din serviciu a instalaţiilor respective, care constituie obiectul cercetărilor întreprinse în vederea stabilirii de noi condiţii de calcul.

În capitolele 2 şi 3 se studiază influenţa prelucrării (deformarea plastică la rece, prelucrarea la cald, sudarea) şi influenţa condiţiilor de lucru (temperatura, mediul exterior şi interior). Sînt incluse aici informaţii ample în legătură cu compoziţia chimică a metalelor şi aliajelor folosite şi cu rezistenţa la coroziune a acestor materiale.

Partea a doua, formată din trei capitole, tratează materialele metalice şi încercarea lor.

Capitolul 4, consacrat materialelor feroase, analizează caracteristicile oţelurilor laminate, forjate şi turnate, inclusiv ale ţevilor executate prin diferite procedee şi ale fontelor. De asemenea, se dau indicaţii asupra materialelor feroase de fabricaţie străină.

În aceeaşi manieră este dezvoltat capitolul 5 — materiale neferoase — în care reţin îndeosebi atenţia cunoştinţele privind materialele de adaos.

Încercările materialelor sînt examinate pe larg în capitolul 6. Sînt descrise întîi încercările de rezistenţă, statice şi dinamice, apoi încercările de duritate şi cele tehnologice. Un paragraf separat este dedicat unor încercări speciale, ca, de exemplu, determinarea metalografică, determinarea conţinutului de incluziuni nemetalice şi a stratului decarburat la oţeluri etc.

În partea a treia se prezintă noţiuni asupra tehnologiei de fabricaţie, organizate în trei capitole.

După operaţiile pregătitoare şi controlul lor (trasarea elementelor tamburelor, tăierea la flacără, ambutisarea — capitolul 7), capitolul 8 abordează problemele diferitelor procedee de îmbinare a elementelor de instalaţii sub presiune. Dintre acestea fac parte nituirea, mandrinarea şi sudarea, pentru fiecare fiind studiate condiţiile tehnice generale şi particularităţile specifice, cum sînt factorii care influenţează calitatea îmbinărilor mandrinate, sudarea la temperaturi sub 0°C, tensiunile interne şi deformaţiile la sudare. De asemenea, fiecare paragraf cuprinde prescripţii privitoare la controlul îmbinărilor, pentru ca recepţia şi controlul instalaţiilor asamblate să fie luate în considerare în capitolul 9. Sînt demne de semnalat metodele moderne de control descrise (cu ultrasunete, cu radiaţii Roentgen şi gama), ca şi detaliile practice referitoare la încercările de recepţie.

Alcătuită din şapte capitole, partea a patra este destinată cazanelor de abur.

Capitolul 10 se ocupă de construcţia cazanelor de abur. Pentru început se clasifică aceste instalaţii şi se menţionează prescripţiile tehnice pentru construcţiile, funcţionarea şi controlul lor. Condiţiile generale de proiectare sînt urmate de analiza detaliată a tipurilor constructive, în legătură cu care se prezintă caracteristicile şi dimensiunile principale. Pe lîngă cazanele fabricate în R.P.R., sînt amintite şi tipurile executate în străinătate avînd o răspîndire mai mare în ţara noastră. Un alt paragraf tratează problemele focarelor şi instalaţiilor de ardere.

În capitolul 11 (calculul termic al agregatelor de cazane) se pune în evidenţă, în primul rînd, scopul şi conţinutul temei de proiectare. În continuare se parcurg etapele clasice de calcul, de la determinarea parametrilor fundamentali ai combustibilului şi aerului de ardere pînă la elucidarea problemelor transmiterii căldurii în diferite zone ale agregatelor.

După calculul circuitului de aer şi de gaze de ardere, elaborat în capitolul 12, capitolul 13 trece la calculul de rezistenţă a elementelor cazanelor de abur. În afara consideraţiilor teoretice şi a relaţiilor de calcul, capitolul cuprinde date practice privind valorile diverselor mărimi de calcul şi soluţiile constructive cu utilizare frecventă.

În cadrul capitolului 14 — încercarea cazanelor de abur — se prezintă două exemple de înregistrare a parametrilor măsuraţi în cursul încercării, completată cu calculul bilanţului termic, care concretizează metodica expusă anterior.

Capitolul 15 se referă la regimul apei în cazan, punînd un accent deosebit pe aspectele tehnico-economice ale exploatării, corelate cu condiţiile de calitate impuse apei, iar capitolul 16 — la defectele elementelor sub presiune ale cazanelor şi la repararea lor. În legătură cu repararea se indică procedeele uzuale în conformitate cu prevederile I.S.C.I.R.

Partea a cincea este consacrată recipientelor sub presiune, pentru care se tratează probleme de construcţie şi calcul (capitolul 17) şi de protecţie anticorosivă (capitolul 18). Şi aici abundă materialul util proiectării, ca în cazul cazanelor de abur, atît în ceea ce priveşte recipientele de oţel, cît şi cele de materiale neferoase sau avînd particularităţi deosebite (recipiente cu pereţi groşi, recipiente cu mantaua formată din mai multe elemente).

Cu o dezvoltare mai redusă, partea a şasea cuprinde două capitole în care sînt descrise armăturile şi, respectiv, dispozitivele de control şi siguranţă cu care sînt echipate cazanele şi recipientele.

Elaborată de un colectiv de autori, lucrarea reprezintă ediţia a doua a „Îndrumarului pentru cazane de abur" apărut în 1957. În comparaţie cu acesta, lucrarea este îmbogăţită cu cele mai noi date din domeniul abordat şi completată cu materialul referitor la recipientele sub presiune.

Contribuţii valoroase sînt aduse, de asemenea, sub aspectul controlului şi recepţiei, reliefîndu-se elementele specifice tehnicii securităţii. Bibliografia consultată este inserată la sfîrşitul fiecărui capitol. Lucrarea este utilă cadrelor tehnico-inginereşti din sectoarele de proiectare şi exploatare.

G. Zătreanu

Cronică

Maşini pentru prelucrarea lemnului la Expoziţia realizărilor economiei naţionale a R.P.R.

Valorificarea superioară a resurselor interne este una dintre sarcinile de bază ale economiei naţionale.

Lemnul a devenit astăzi obiectul unei exploatări complexe, dirijată după principii ştiinţifice, astfel încît această bogăţie naturală a ţării este valorificată complet, iar economia forestieră din ţara noastră se transformă calitativ, devenind un sector industrial cu un nivel tehnic ridicat.

În vederea atingerii unui nivel superior al productivităţii muncii, pentru îmbunătăţirea calităţii produselor fabricate din lemn, s-a intensificat în ultimii ani acţiunea de trecere a fabricaţiei de la o tehnologie semimeşteşugărească la o tehnologie bazată pe realizările actuale ale ştiinţei şi tehnicii. Acest lucru s-a realizat cu succes în cadrul fabricaţiei de mobilă-corp, binale, placaje, prelucrarea cherestelei foioase şi răşinoase.

O dată cu dezvoltarea industriei prelucrătoare a lemnului s-a impus crearea, într-un ritm corespunzător, a bazei materiale a producţiei şi, în primul rînd, a maşinilor de lucru necesare, atît pentru dotarea noilor întreprinderi, cît şi pentru reutilarea celor vechi. Începînd cu anul 1960, s-a trecut la însuşirea fabricaţiei maşinilor specifice pentru industria lemnului, reuşindu-se ca pînă în prezent să fie puse în fabricaţie sau să se găsească în curs de asimilare un număr de circa 120 tipuri de utilaje, executate atît în uzinele M.I.C.M., cît şi în unităţile M.E.F.

În cadrul Expoziţiei realizărilor economiei naţionale au fost expuse 18 maşini-unelte pentru prelucrarea lemnului: o maşină multiplă de găurit (GCR), o maşină de cepuit şi sculuit (MCS), de şlefuit canturi profilate (SCP), de aplicat adezivi (MAA), de şlefuit, cu doi cilindri (MCS), de găurit, cu lanţ (MGL), de ascuţit pînze de ferăstrău, de găurit şi scobit orizontal (GSO), o maşină de rindelat la grosime (MRG-8), un circular cu pînză înclinabilă (CPI), un ferăstrău circular universal manual (CUM), un ferăstrău cu bandă (FB-8), o presă cu şase etaje, pentru placaje, o maşină de îmbinat furnir, longitudinal, o maşină de frezat, cu ax superior, o maşină de frezat, normală (MNF), o maşină de găurit vertical rame de scaune (GVRS) şi o maşină de strunjit automat picioare posterioare de scaune.

În cele ce urmează se prezintă cîteva dintre aceste utilaje.

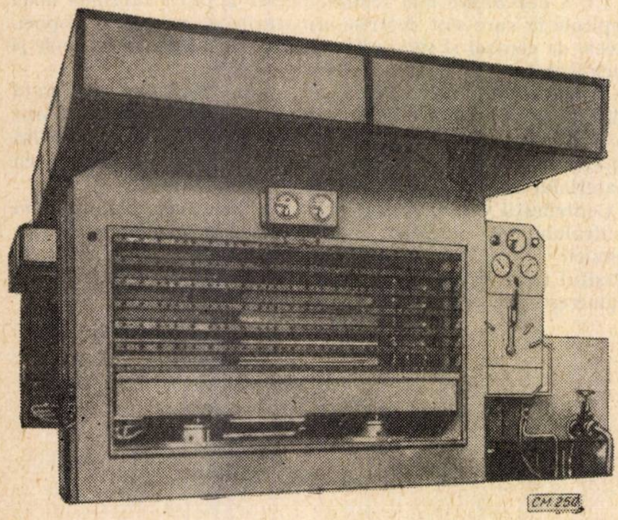


Fig. 1

Presa hidraulică cu şase etaje (fig. 1), fabricată de Uzinele „23 August", se foloseşte în fabricile de mobilă, pentru furniruirea elementelor executate din placaj, panel sau plăci aglomerate. Plăcile etajate sînt prevăzute cu canale de încălzire astfel dispuse încît să se asigure o încălzire uniformă şi omogenă. Presiunea de lucru este asigurată automat, presa fiind dotată cu aparate de măsură şi înregistrare a presiunii şi a duratei de presare.

Caracteristici tehnice:

— numărul etajelor 6;
— dimensiunile plăcilor 2 200 × 1 300 × 40 mm;
— distanţa liberă între plăci (în stare deschisă) 80 mm;
— cursa totală 47 mm;
— timpul de închidere a presei circa 58 s;
— viteza de închidere a presei circa 0,8 cm/s;
— temperatura maximă de încălzire +150°C;
— presiunea maximă 250 kgf/cm^2;
— forţa maximă 365 t;
— presiunea specifică pe toată suprafaţa plăcilor 4,4÷12,7 kgf/cm^2;
— dimensiuni de gabarit 3 100 × 1 300 × 2 655 mm.

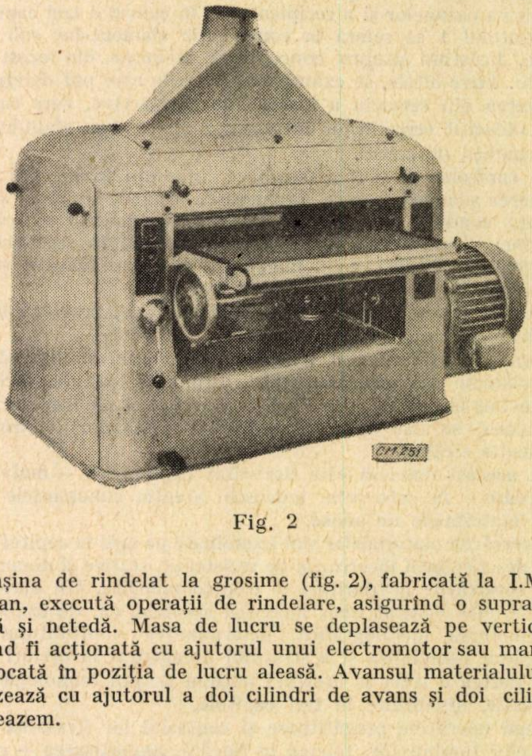


Fig. 2

Maşina de rindelat la grosime (fig. 2), fabricată la I.M.—Roman, execută operaţii de rindelare, asigurînd o suprafaţă plană şi netedă. Masa de lucru se deplasează pe verticală, putînd fi acţionată cu ajutorul unui electromotor sau manual şi blocată în poziţia de lucru aleasă. Avansul materialului se realizează cu ajutorul a doi cilindri de avans şi doi cilindri de reazem.

Caracteristici tehnice:

— lăţimea maximă de lucru	800 mm;
— grosimea maximă a piesei	200 mm;
— turaţia arborelui portcuţit	5 700 rot/min;
— viteza de avans cu variaţie continuă	5—20 m/min;
— grosimea aşchiei	7—3 mm;
— avansul manual reglabil	1 mm/rot;
— dimensiunile de gabarit	1 925 × 1 295 × 1 400 mm.

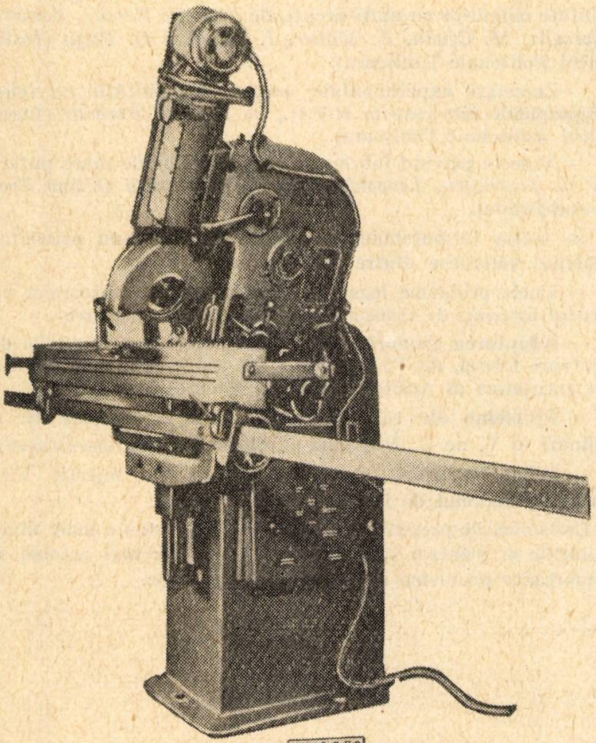
Maşina de cepuit şi scobit, executată de I.M.—Roman, este destinată pentru executarea cepurilor şi scobiturilor la uşi şi ferestre, la mobilă, la caroserii etc., fiind prevăzută cu o serie de dispozitive: dispozitiv pentru ferăstrău circular, dispozitive de frezat orizontal, dispozitive de frezat vertical, dispozitiv de scobit.

Caracteristici tehnice:

— dimensiunile mesei mobile	600 × 900 mm;
— unghiul de înclinare a mesei	20°;
— cursa mesei mobile	200 mm;
— grosimea maximă a piesei	150 mm;

— lățimea maximă a piesei 400 mm;
— lungimea maximă a cepului 150 mm;
— grosimea maximă a cepului 125 mm;
— adîncimea maximă a scobiturii 170 mm;
— dimensiunile de gabarit 2 425 × 2 150 × 1 380 mm.

Ferăstrăul circular cu pînză înclinabilă, executat la U.M.—Sibiu, se utilizează în industria de mobilă și binale pentru operațiile de spintecare pe lățime, retezare la lungime și operațiile de tăiere la dimensiuni exacte a panourilor și ramelor.



CM 252

Fig. 3

Caracteristici tehnice:
— dimensiunile mesei fixe 1 160 × 1 070 mm;
— dimensiunile mesei mobile 700 × 325 mm;
— înălțimea de la sol 800 mm;
— diametrul pînzei circulare 500 mm;
— înclinarea pînzei 0—45°;
— înălțimea maximă de tăiere 130 mm;
— înălțimea maximă de tăiere la înclinarea pînzei la 45° 90 mm;
— dimensiunile de gabarit 2 000 × 2 665 mm.

Mașina automată pentru ascuțit pînze de ferăstrău, executată la I.R.U.M.—Sibiu, servește la ascuțirea automată a pînzelor de circular, gater și ferăstrău-panglică, folosite în industria de prelucrare a lemnului. Mașina este prevăzută cu dispozitive speciale pentru fixarea pînzelor, iar reglarea pasului și a formei dinților se poate face și în timpul funcționării. Utilajul este prevăzut cu ungere centrală; în batiu se află montată o pîlnie de absorbție a prafului rezultat.

Caracteristici tehnice:
— diametrul pînzei circulare 200—1 200 mm;
— lungimea maximă a pînzelor de gater 2 000 mm;
— lungimea maximă a pînzelor de ferăstrău-panglică 8 000 mm
— înălțimea maximă a dinților de ascuțit 45 mm;
— pasul între dinți (reglabil) 10—60 mm;
— productivitatea 69—30 dinți/min;
— viteza de ascuțire 25 m/s;
— dimensiunile de gabarit (maxim) 3 840 × 1 040 × 1 930 m.

Trebuie menționat că mașinile-unelte pentru prelucrarea lemnului ce se fabrică în țară corespund nivelului tehnic mondial, iar pentru menținerea lor la acest nivel, atît uzinele constructoare, cît și institutele de proiectări depun un efort susținut.

L. Lașcu
Gh. Popa
S. Bogasieru

Cea de-a VII sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul Politehnic Iași

În zilele de 5—7 februarie a avut loc la Iași cea de-a VII sesiune științifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Iași, la care au participat numeroși delegați de la: institutele de învățămînt superior din țară (institutele politehnice din București, Timișoara, Brașov, Cluj, Galați, Hunedoara, I.S.E.), institutele de cercetări (Institutul de mecanică aplicată și Institutul de energetică ale Academiei R.P.R., Institutul de cercetări transporturi și telecomunicații, Institutul de mine și cercetări energetice, institutul de cercetări textile, Institutul de cercetări pielărie, cauciuc etc.), precum și din uzinele constructoare de mașini.

După cuvîntul de deschidere rostit de acad. prof. *Cristofor Simionescu*, rectorul institutului, toți delegații au participat la un simpozion asupra unor probleme actuale și importante în construcția de mașini și anume: metalurgia pulberilor în construcția de mașini și perfecționarea motoarelor cu ardere internă folosite în transport, precum și probleme fundamentale în dinamica mașinilor în care s-a arătat legătura tot mai strînsă între știință și tehnică, importanța cercetărilor și a studiului de sinteză asupra calității și economicității produselor.

Cele peste 400 comunicări susținute au fost grupate în 15 secții: științe sociale; matematici; mecanică teoretică; tehnologie chimică anorganică; tehnologie chimică organică; electrotehnică; electroenergetică; construcții de mașini și tehnologie; termotehnică și mașini termice; industrie ușoară; geologie, geotehnică, drumuri și poduri, statica construcțiilor; construcții civile și industriale; hidrotehnică; economie de ramură, organizare și planificare.

Comunicările din secții s-au remarcat printr-un înalt nivel științific și printr-o strînsă legătură cu cele mai actuale și importante probleme ale economiei naționale.

Astfel din secția construcții de mașini și tehnologie s-au impus atenției următoarele referate:

Din grupa de mașini-unelte și dinamica acestora:

— Unele probleme privind lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte de prof. ing. *Emil Botez* (Institutul politehnic București).

— Două construcții originale de mașini-unelte pentru ascuțit burghie după metoda cilindro-eliptică de *Vitalie Belousov, H. Seewaldt* (Fabrica de scule Brașov), *A. Marko* (Fabrica de scule Rîșnov), *Ion Alexandrescu* (A.R.M.R. Iași) *Gh. Zmeu* (A.R.M.R. Iași) și *M. Stan* (A.R.M.R. Iași).

Din grupa oțeluri, structuri, metalografie:

— Contribuții la revenirea fără menținere, aplicată la unele oțeluri de îmbunătățire romînești standard de prof. *Toma Farcaș, Bogdan Gheorghiu, Vladimir Burgard, Valerian Alexandrescu.*

— Comportarea la coroziune a oțelurilor aliate de construcție, standardizate, de prof. *Tiberiu Golgoțiu*, prof. *Toma Farcaș, Gh. Ailincăi, C. Picoș, C. Ciochină, Emil Andrei, Cazimir Bohosievici, I. Mălureanu.*

— Variația dilatării la unele metale și aliaje neferoase monofazice cu diferite granulații, de *Bogdan Gheorghiu, C. Ciochină, Cazimir Bohosievici* și *Valerian Alexandrescu.*

— Unele concluzii privind comportarea oțelurilor romînești în dinamica proceselor de burghiere de prof. *Gh. Cașler, Vitalie Belousov* și ing. *Al. Rener.*

— Cementarea unor oțeluri carbon și aliate standardizate, cu amestec pe bază de Na_2O_2, de *C. Ciochină.*

— Cementarea oțelurilor carbon și aliate cu amestec pe bază de amidură de sodiu, de *C. Ciochină.*

Din grupa scule:

— Studiul dinamic al calităților așchietoare ale tarozilor fabricați la Fabrica de scule Rîșnov de *Vitalie Belousov,* *I. Condrea* şi *I. Ilie*, *W. Zerelles*, (Fabrica de scule-Rîşnov) *H. Seewaldt*, (Fabrica de scule-Rîşnov), *H. Schmidt* (Fabrica de scule-Rîşnov).

Din grupa vibraţii :

— Unele probleme referitoare la amortizarea vibraţiilor maşinilor de *Aurelian Stan* (Institutul politehnic-Bucureşti).

— Vibropercutor pentru înfigerea elementelor în pămînt, de prof. *Gheorghe Silaş*, *M. Păunescu*, prof. *Iosef Groşanu*, *Liviu Brîndeu* şi *Tr. Gligor* (Institutul politehnic Timişoara).

— Comportarea la vibraţii a strungului Iosef Rangheţ, de *Victor Bauşic*, *D. Horbaniuc* şi *C. Gireadă*.

— Maşină pentru vibrarea în încercări dinamice a construcţiilor, cu forţă maximă constantă la frecvenţe variabile de prof. *Gérard d'Albon*, *V. Hanganu*, *Valerian Macri* şi *Gh. Lozonschi*.

— Consideraţii asupra compactoarelor vibratoare construite de Uzina Progresul-Brăila de *Dragoş Şerban*, *Corneliu Ţarălungă* (Progresul Brăila) şi *Mircea Sofronie* (Progresul Brăila).

Dintre celelalte referate se menţionează :

— Asupra distribuţiei eforturilor cauzate de variaţiile temperaturii în linia ferată sudată pe porţiuni mari, de prof. emerit *C. C. Teodorescu* şi prof. *Radu Bădescu* (Institutul politehnic-Bucureşti).

— Consideraţii asupra controlului îmbinărilor sudate cu ajutorul ultrasunetelor, comparativ cu controlul de raze Röntgen şi asupra domeniilor de utilizare a acestor procedee de control nedistructiv, de prof. *D. R. Mocanu*, *Gh. Iliescu* şi *Vl. Şerban* (ICTTC-Bucureşti).

— Dinamometru cu lectura la distanţă pentru cîntărirea la cîrligul macaralelor, de prof. *Gérard d'Albon* şi *C. Lupaşcu* (Staţia de radio şi televiziune-Iaşi).

— Contribuţii la studiul mişcării roţilor de rulare conice, de *Cristian Linde*, *Victor Bauşic* şi *N. Irimiciuc*.

— Un aspect nou în calculul momentelor de inerţie axiale la o secţiune plană cu mai multe axe de simetrie, de *Victor Bauşic*.

— Asupra înlocuirii controlului sudurilor cu raze nucleare prin controlul cu ultrasunete şi magnetografic, la montajul centralelor termoelectrice, de *Al. Forje* (IMCE-Bucureşti), *T. D. Scripcaru* (IMCE-Bucureşti), *Gh. Ailincăi*, *I. Hopulele*, *Vl. Burgard* şi *D. Lucinescu* (IMCE-Bucureşti).

— Asupra arcuirii la îndoirea la rece a unor calităţi din metale feroase şi neferoase, sub formă de table, fabricate în R.P.R., de *Adrian Cirillo*, *C. Picoş*, *Bogdan Gheorghiu* şi *Valerian Alexandrescu*.

— Încercări în vederea stabilirii influenţei solicitării la încovoiere a dintelui asupra fenomenului de pitting la roţi dinţate cilindrice cu dinţi drepţi, de *Francisc Kovacs*, *Bernard Horovitz*, *M. Crudu*, *A. Müller*, *I. Micşa* şi *D. Perju* (Institutul Politehnic-Timişoara).

— Cercetări experimentale asupra durabilităţii curelelor trapezoidale fabricate în R.P.R., de *Bernard Horovitz* (Institutul politehnic-Timişoara).

— Aspecte privind fabricaţia reductoarelor de mare putere de *C. Scutelnicu*, *Leopold Gruca* şi *V. Malschi* (Uzina Progresul-Brăila).

În secţia termotehnică şi maşini termice s-au prezentat referate valoroase dintre care se menţionează :

— Unele probleme legate de perfecţionarea motoarelor cu ardere internă, de transport, de prof. *Emil Gaiginschi*.

— Adaptarea grupurilor de supraalimentare la familiile de motoare Diesel, de *V. Pimsner* şi *C. A. Vasilescu* (Institutul de energetică al Academiei R.P.R.-Bucureşti).

— Probleme ale echilibrării dinamice la motoare cu 6 cilindri în V, de *C. Haşeganu* (Uzinele Steagul roşu-Braşov).

— Influenţa uzurii organelor pompei de injecţie U24 asupra procesului de injecţie, de *M. Nicolae*.

Comunicările prezentate s-au remarcat printr-un înalt nivel ştiinţific şi printr-o strînsă legătură cu cele mai actuale şi importante probleme ale economiei naţionale.

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 12/1964: *Kughel, R. V.* — Noţiunile de bază din domeniul siguranţei şi duratei de funcţionare a automobilelor; *Leibzon, Z. I.*, *Minkin, M. L.* şi *Deriughin, P. E.* — Influenţa temperaturii şi umidităţii aerului asupra indicilor efectivi ai motorului GAZ—21A; *Ghenbom, B. B.* — Metoda analitică de stabilire a timpului şi spaţiului de accelerare a automobilului; *Pcelin, I. K.* şi *Haciaturov, A. A.* — Ecuaţiile legăturilor cinematice ale roţii cu anvelopă elastică şi studiul rulării ei în cazul unui unghi variabil de fugă; *Kolpakov, A. P.* — Influenţa roţilor conduse ale semiremorcii asupra funcţionării mecanismului de acţionare la roţile motoare; *Vziatîşev, N. A.* — Stabilitatea transversală a autotrenului; *Zaks, M. N.* — Stabilitatea transversală a autobasculantelor la descărcarea laterală a încărcăturii; *Rodin, B. I.*—Studiul eficienţei aplicării materialelor plastice în construcţia de automobile; *Kravciuk, M. V.*, *Alexeev, A. M. şi Avruşchin, I. I.* — Alegerea puterii generatoarelor de automobil; *Bresker, I. B.* şi *Golod, V. N.* — Experienţa proiectării şi introducerii în producţie a conveierelor suspendate cu împingere; *Ulisov, L. A.* — Dispozitiv rapid de prindere pentru conteinere; *Smurov, A. M.* — Utilizarea contrapresiunii la matriţele de forjă; *Sagarda, A. A.* şi *Cepoveţki, I. H.* — Honinguirea blocurilor de cilindri cu bare din diamant sintetice; *Savranski, E. I.* — Forjarea supapelor motoarelor cu ardere internă în străinătate; *Zilberminţ, L. M.* — Utilizarea gazelor lichefiate în automobile şi tractoare.

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 12/1964: *Buianov, A. I.* — Direcţiile principale de acţionare în tehnica nouă a maşinilor agricole în anii viitori; *Zubietova, M. P.* şi *Maev, V. E.* — Influenţa eficienţei epurării aerului asupra uzurii pieselor motorului SMD—14; *Efros, V. V.* — Influenţa formei şi dimensiunilor camerei de ardere asupra turbulenţii aerului; *Iablonskii, O. V.* — Încercările energetice ale tractorului DT—75 pe arătură; *Bolgov, A. T.* şi *Ponomarenko, V. I.* — Asupra problemelor introduse de ansamblul şenilă-tractor în stabilirea schemelor torsionale ale maşinilor cu şenile; *Trepenenkov, I. I.*, *Luşnikov, F. N.* şi *Sciupov, L. P.* — Încercările de paşaportizare a tractoarelor; *Kabankin, S. I.* — Standardizarea şi uniformizarea cilindrilor hidraulici pentru maşini agricole; *Konstantinov, V. A.* — Determinarea vitezei critice de tăiere a tulpinelor; *Omelcenko, A. A.* şi *Kuţîn, L. M.* — Unele ipoteze teoretice în calculul transportoarelor elicoidale; *Fainberg, A. I.* Trioare de cauciuc; *Juravlev, O. E.* — Clasificarea şi analiza construcţiei aparatelor pneumatice pentru semănat; *Kotovici, O. E.* şi *Trofimov G. S.* — Formele optime ale profilelor de încovoiere întărite cu plăci transversale; *Homenko, Iu. V.* şi *Bejanov, E. I.* — Fotografierea rapidă în studiul proceselor de lucru ale maşinilor agricole; *Vasilkovskii, S. M.*, *Grigoriev, A. N.* şi *Motîghin, I. M.* — Instalaţii tensiometrice pentru încercare dinamică a maşinilor agricole suspendate; *Semenov, I. F.* şi *Mahlin, B. E.* — Maşini pentru recoltarea şi prelucrarea ulterioară a cepei; *Kocenenko, D. V.* — Maşina de plantat cartofi SNR—2; *Nikitin, G. A.* — Căile de îmbunătăţire a organizării şi mecanizării lucrărilor de transport şi depozitare; *Kozlov, M. S.* — Căile organizării raţionale a reparării utilajului; *Gasumian, Iu.* şi *Falkovici, V.* — Dozator pneumohidraulic; *Dolganov, K. E.* şi *Martîniuk, B. F.* — Studiul regulatorului hidraulic şi al automatului de avans la injecție al pompei CAV—DPA.

Rivista di meccanica, nr. 344/1964: *Beneffi, U.* — Tabla metalică acoperită cu material plastic (2); *Beltrami, L.* — Considerații în legătură cu verificarea mașinilor-unelte prin determinarea toleranței naturale; *Marcu, V.* — Considerații asupra principiilor metalizării prin jet; *Sidagni, G.* — Mașini speciale pentru montaj, control și verificare (2); *Ceruti, L.* — Cost și preț; — Standard pentru simboluri în lubrificație; *Pedrini, E.* — Determinarea timpilor și calculul acordului.

La Marina italiana, nr. 3/1964: *Varriale, L.*—Automatizarea în conducerea instalațiilor și mașinilor motoare; *Attoma, F.* — Considerațiuni asupra reglementării navelor pentru transportul metanului; *Viola, A.* — Izolarea în construcțiile navale; Un pas înainte în domeniul vopsirii: pulverizarea fără aer. **Nr. 9/1964:** *Magnone, P. E.* — Protecția șantierelor navale; în legătură cu clauza de penalizare nejustă; *Fiorentino, A.* — Automatizarea și navele. **Nr. 10/1964:** *Lomeo, A.* — Calculul unei structuri navale din elemente dreptunghiulare supusă la încărcare hidrostatică; Capace metalice Laudan pentru bocaporți; Un insecticid practic și eficient pentru nave. **Nr. 11/1964:** *Montefinale, G.* — Unele probleme maritime discutate la al XII-lea Congres al comunicațiilor; *Delbene, G.* — Cel mai mare petrolier italian; *Carlo Cameli* și *Zamparo, G.*—Nava nucleară Savannah; puțină istorie și cîteva considerații; *Lomeo, A.* — În legătură cu simpozionul naval italo-sovietic.

Materialprüfung, nr. 1/1965: *Buch, A.* — Relația dintre puritatea oțelului, caracteristicile transversale de tracțiune și anizotropia rezistenței la oboseală; *Müller, R.* — O determinare aproximativă a regimului Wöhler; *Mendrzyk, H.* și *Horst, B.* — În legătură cu aprecierea impermeabilității la acid și acidofobia țesuturilor; *Réti, P.* — Influența oboselii prealabile asupra proprietăților mecanice ale oțelurilor.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 12/1964. *Kapp, R.* — Dinamica mecanizării — scara progresului; *Wellert, H. J.* — Determinarea indicilor de normare cu ajutorul metodelor moderne de calcul; *Joseph, S.* — Planificarea procesului tehnologic cu ajutorul metodelor de analiză cu nomograme și importanța lor practică; *Hartmann, O.* — Tehnica planificării cu nomograme în organizarea conducerii; *Holm, E.* — Probleme organizatorice la introducerea și aplicarea măsurilor economice în întreprinderea Dieselmotorenwerck-Rostock; *Köhler, J.* — Utilizarea automatului de calcul ZRA—1 pentru calculul bilanțului timpului de lucru și al fondurilor de salarii; *Saffian, U.* și *Schulz, E.* — Clasificarea pieselor pentru prelucrarea de grup în uzinele cu ciclu îndelungat de producție; *Speigner, W.* — Aspectele și problemele sociologiei de producție; *Meier, H.* — Metoda de introducere a conducerii științifice; *Witt, P. F.* — Rezerve materiale în problema reorganizării economice a uzinelor; *Witt, C. D.* — Cheltuieli provocate de organizarea necorespunzătoare; *Krüger, W.* — Aportul serviciului de desfacere în dezvoltarea tehnico-economică a întreprinderii; *Bőhmer, W.* — Creșterea durabilității sculelor prin metode de electroeroziune.

Die Technik, nr. 12/1964: *Retzke, R.* — Forme noi ale cooperației între politehnică și industrie; *Thurow, B.* — Probleme ale cooperației ridicate de dezvoltarea proporțională, sistematică a economiei naționale; *Brauer, W.* — Determinarea numerică a formelor geometrice și a altor criterii de calitate ale piesei; *Viehweger, G.* și *Kleber, R.* — Unele aspecte ale prelucrării petrolului și cărbunelui în R.D.G.; *Brüggeman, T.* —Materiale utilizate în fabricarea articolelor profilate de fier sinterizat; *Jager, F.* — Utilizarea conteinerelor flexibile de material plastic în transport și depozitare; *Peters, G.* — Rolul investițiilor în industria chimică; *Strauss, K.* — Transformarea Institutului central de automatizare în Institut pentru prelucrarea datelor și a funcțiunilor rezultante; *Walter, K.* și *Thurow, B.* — Unele probleme ale mecanizării și automatizării accelerate relative la forța de muncă; *Hlawatsch, S.* — Considerații asupra tehnicii materialelor în legătură cu expoziția Achema, 1964.

Der Maschinenbau nr. 12/1964: *Reiners, K. H.*—Automatizarea în construcția de mașini și calificarea muncitorilor; *Stejskol, B.* — Standardizarea în prelucrarea prin presiune (partea I); *Najuch, H.* — Fabricarea economică a pieselor simetrice de rotație pe strunguri de presat; *Kremer, H.* — Expoziție cu privire la mișcarea inovatorilor; *Braecklein, B.* — Timpul de montaj în construcția de mașini; *Wagner, R.* — Amplificator hidraulic al momentului de răsucire; *Klaus, R.* — Echipament hidraulic și pneumatic pentru ulei la expoziția din Hannovra, 1964 (partea I); *Heinke, J.* și *Wanke, K.* — Acoperirea cu materiale plastice a arcurilor elicoidale prin sinterizare; *Schaef, W.* — Unificarea toleranțelor pentru piese-profil din materiale plastice.

GEP, nr. 12/1964: *Kardos, A.* — Dependența dintre presiunea de tăiere și geometria sculei în timpul strunjirii aliajelor de aluminiu; *Kabai, I.* și *Zsary, A.* — Metoda de verificare la oboseală și importanța solicitării la oboseală a cuțitelor de danturat roți dințate de oțel; *Rohonyi, V.* — Frezarea roților dințate cilindrice prin metoda rulării; *Hegedüs, Z.* — Proprietățile oțelului rapid și problemele tratamentului termic; *Cselenyi, J.* și *Scholtz, P.* — Mașină-unealtă pentru încercarea la oboseală prin încovoiere combinată cu răsucire a elementelor de sprijin sudate; *Orosz, J.* — Utilizarea filtrelor magnetice în construcția de mașini.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

Redați circuitului economic deșeurile de metale și metalele vechi, intensificînd predarea lor către Întreprinderea pentru colectarea metalelor.

HEXOL

ELASTICITATE

DURITATE

REZISTENȚĂ

LUCIU

emailuri

PRODUSE ALE FABRICII

AZUR

TIMIȘOARA Spl. Penes Curcanul 3-5

- Se fabrică într-o gamă variată de culori
- Aplicarea cu pensulă, pistol sau scufundare
- Uscarea la aer sau la cuptor

UZINA
VULCAN
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

R

5

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVII • Nr. 5 • MAI 1965

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile T 50—A, T 50—B
- Instalații de foraj 2DH—75 A, 4LD—150 D, 3DH—200 A, 4DH—315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC—400MI
- Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8″, 12″ și 16″
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria CI

Uzina TRACTORUL BRAȘOV

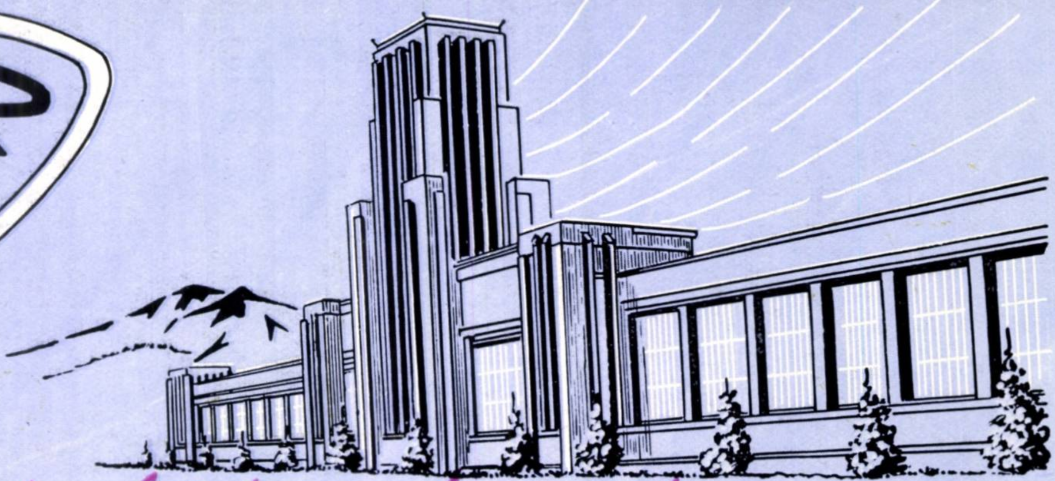
UNIVERSAL-650
UTB

produce:

- TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
  - — cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
  - — cu cale îngustă (roți jumelate).
- TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE
- MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE
- PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

SR



Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - strada Poienelor Nr. 5 * Telefon 63-10

carpați
bucegi

HABERMANN 63

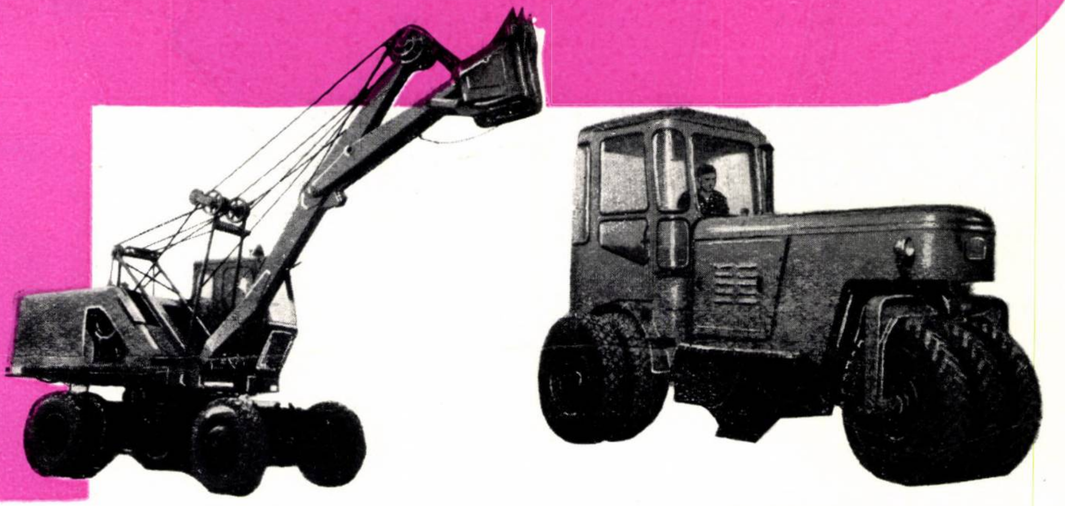
E 3279

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

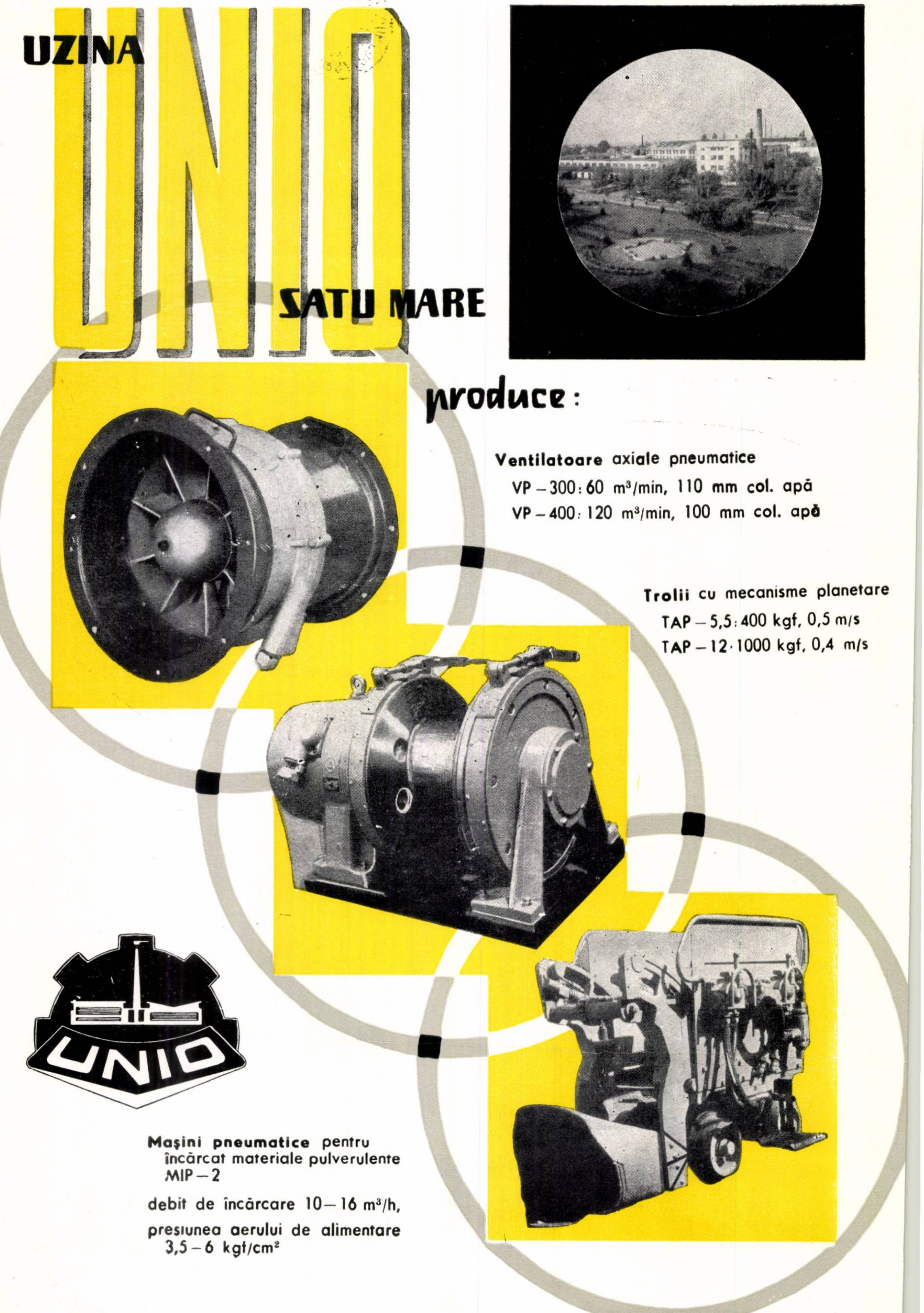
Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere. scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată



PROGRESUL

BRĂILA



UZINA UNIO SATU MARE

produce:

Ventilatoare axiale pneumatice

VP – 300: 60 m^3/min, 110 mm col. apă
VP – 400: 120 m^3/min, 100 mm col. apă

Trolii cu mecanisme planetare

TAP – 5,5: 400 kgf, 0,5 m/s
TAP – 12: 1000 kgf, 0,4 m/s

UNIO

Maşini pneumatice pentru încărcat materiale pulverulente MIP – 2

debit de încărcare 10 – 16 m^3/h,

presiunea aerului de alimentare 3,5 – 6 kgf/cm^2

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

UZINA unirea

PIAȚA 1 MAI
3 - 5
CLUJ

MAȘINA DE FILAT LÎNĂ PIEPTĂNATĂ

Tip FLP

Mașina este destinată filării firelor de lînă pieptănată în gama tex 50—16 (Nm 20—60).

Mașina se construiește pentru 84—468 fuse, rația fiind de 12 fuse.

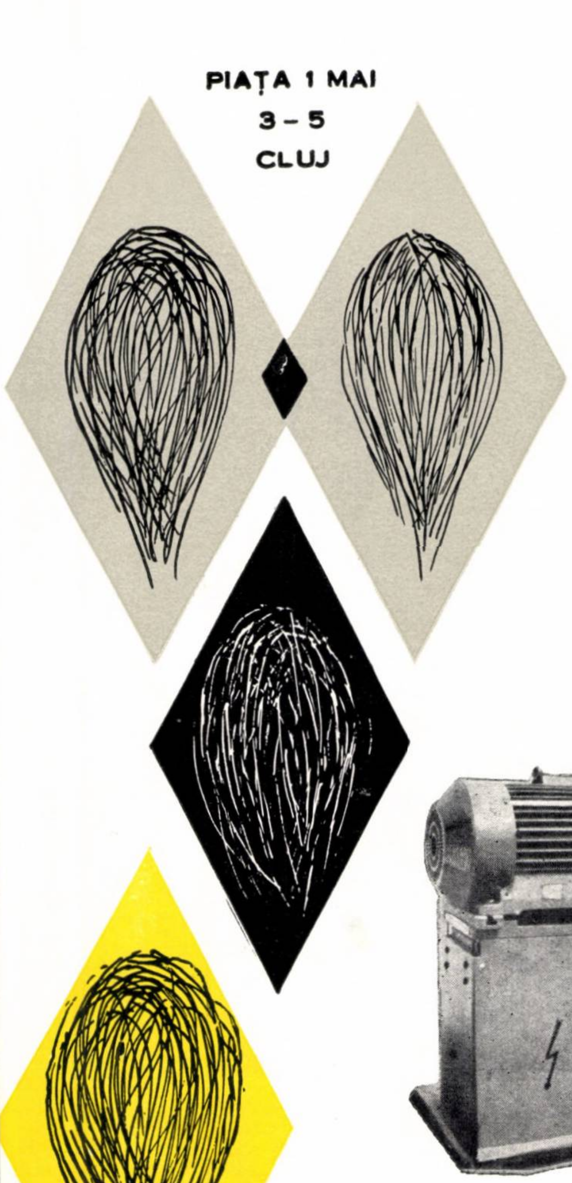
Fuse R11-7,8 cu turația maximă de 10 000 rot/min, realizînd un cops cu lungimea de 240—245 mm.

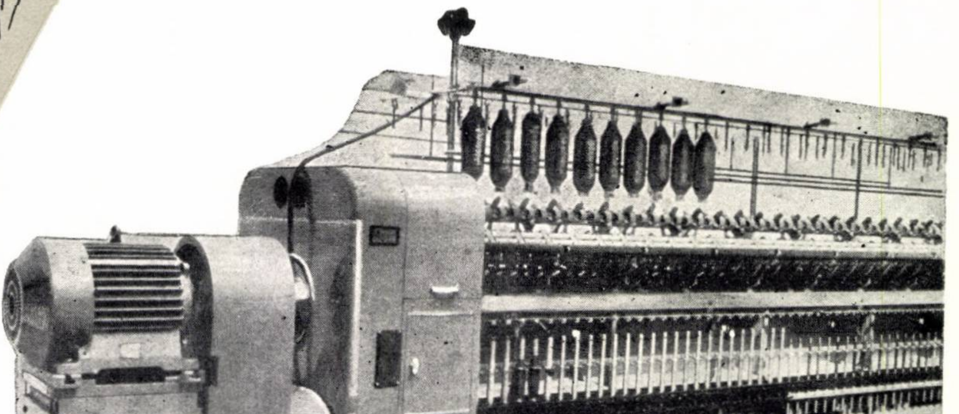
Inele cu autoungere de Ø 51.

Rastel cu alimentare simplă cu semitort de la flyer și dispozitiv de suspendare a bobinelor.

Trenul de laminare pînă la 21,2.

Torsiunea S și Z în gama de 149—1 099 răsuciri/m.

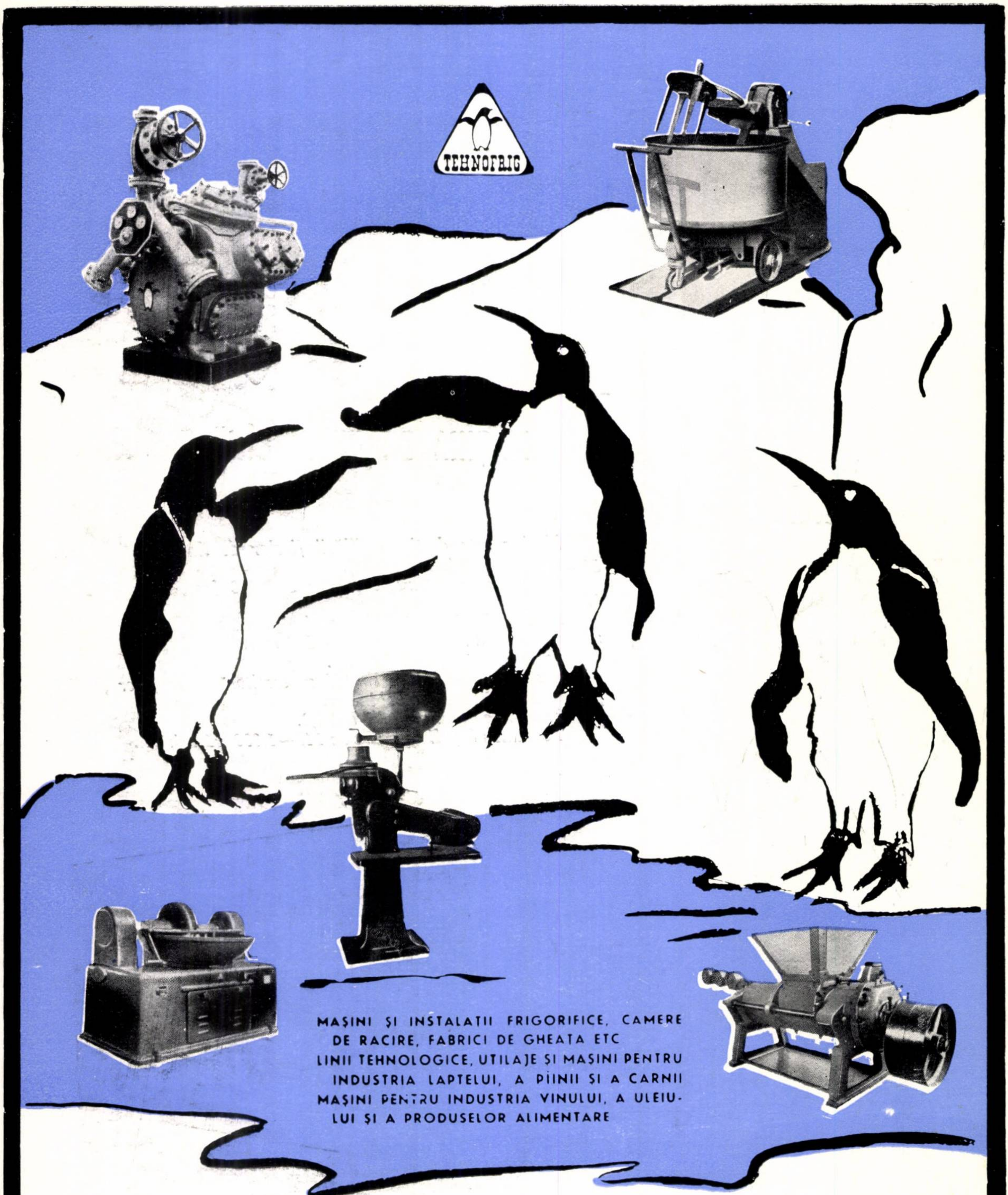




Antrenarea mașinii printr-un motor electric de turație constantă și variator mecanic cu raport de transmitere de 3 : 1, compus din două perechi de roți conice și o curea trapezoidală lată cu dinți interiori. Presiunea se realizează printr-un resort.

Gabarit de 1 095 mm lățime, 2 065 mm înălțime și lungimea în funcție de numărul de fuse ; lungimea fixă este de 2 435 mm.

unirea



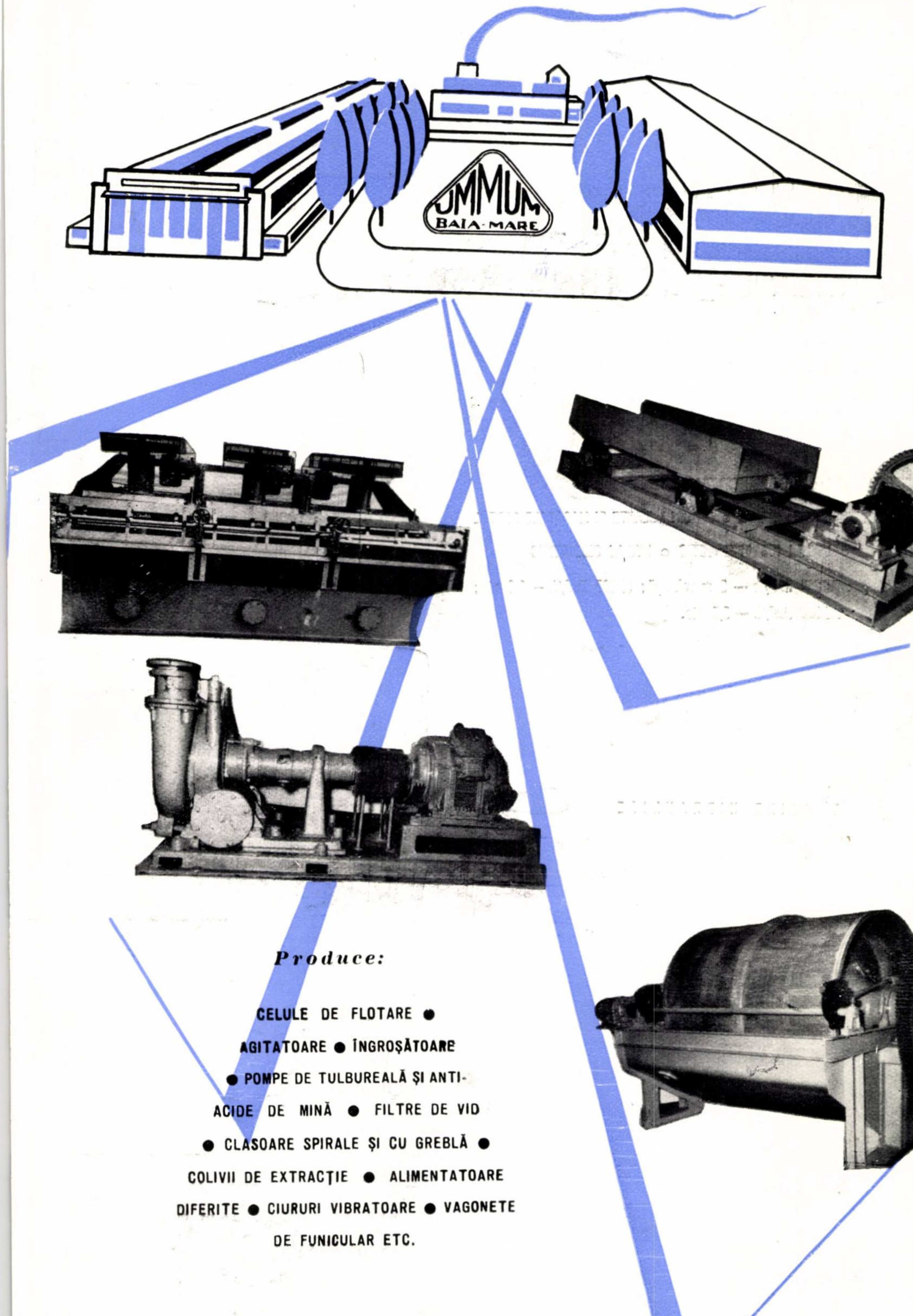
MAŞINI ŞI INSTALATII FRIGORIFICE, CAMERE DE RACIRE, FABRICI DE GHEATA ETC

LINII TEHNOLOGICE, UTILAJE ŞI MAŞINI PENTRU INDUSTRIA LAPTELUI, A PIINII ŞI A CARNII

MAŞINI PENTRU INDUSTRIA VINULUI, A ULEIULUI ŞI A PRODUSELOR ALIMENTARE

TEHNOFRIG

CLUJ ◆ STR. FABRICII DE CHIBRITURI, 5-11 ◆ TELEFON 33-26 33-27 33-28



Produce:

● CELULE DE FLOTARE ● AGITATOARE ● ÎNGROŞĂTOARE ● POMPE DE TULBUREALĂ ŞI ANTIACIDE DE MINĂ ● FILTRE DE VID ● CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ ● COLIVII DE EXTRACŢIE ● ALIMENTATOARE DIFERITE ● CIURURI VIBRATOARE ● VAGONETE DE FUNICULAR ETC.

UMMUM
BAIA-MARE

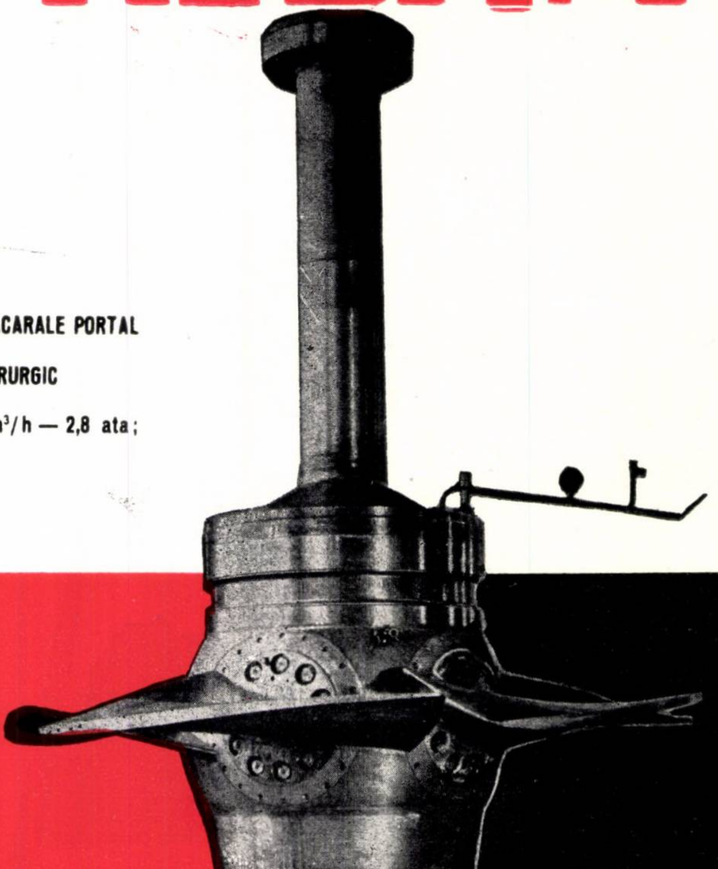
UZINA DE CONSTRUCTII DE MAŞINI REŞIŢA

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

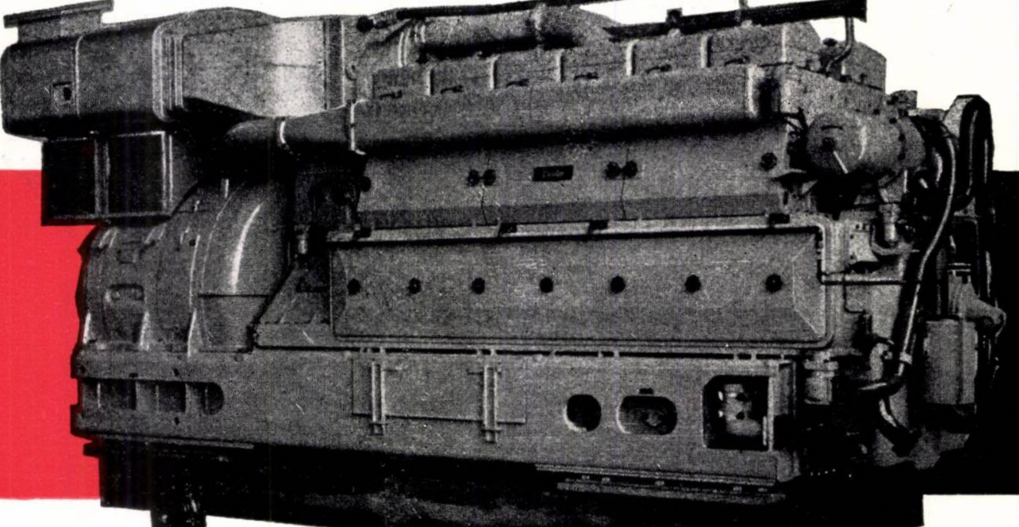
UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm^3/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata; 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata.

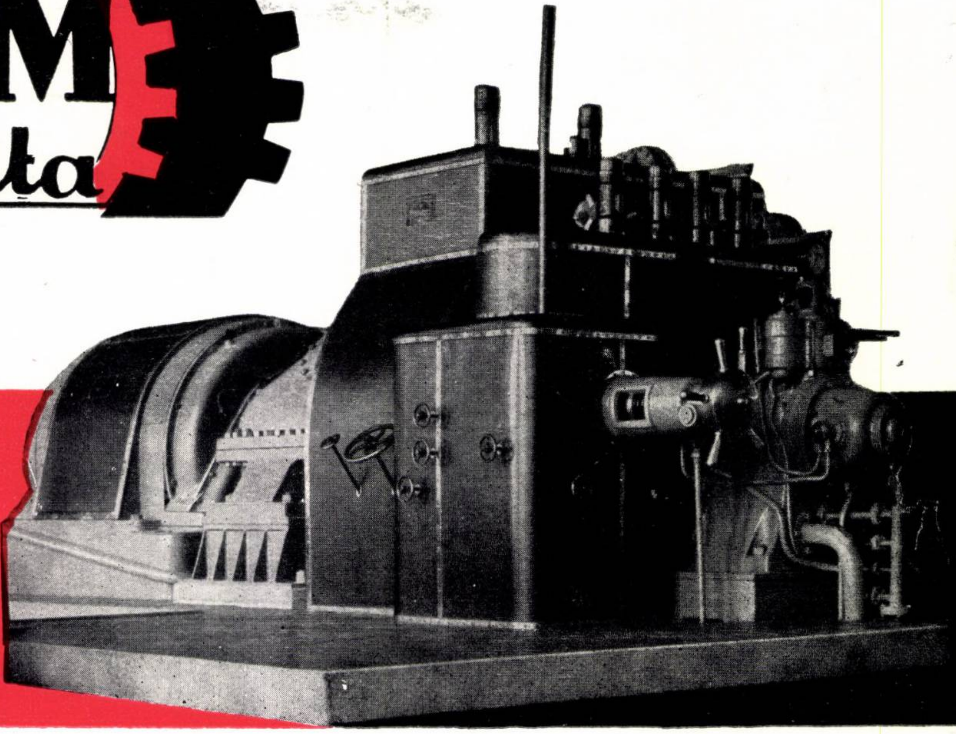


TURBINE HIDRAULICE

MOTOR DIESEL de 2300 CP şi 750 rot/min
pentru locomotive Diesel electrice de 2100 CP

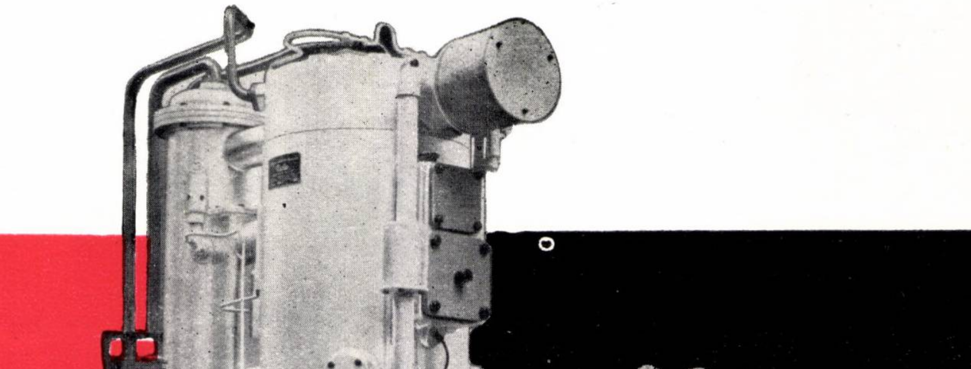


UCM
Resita



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW

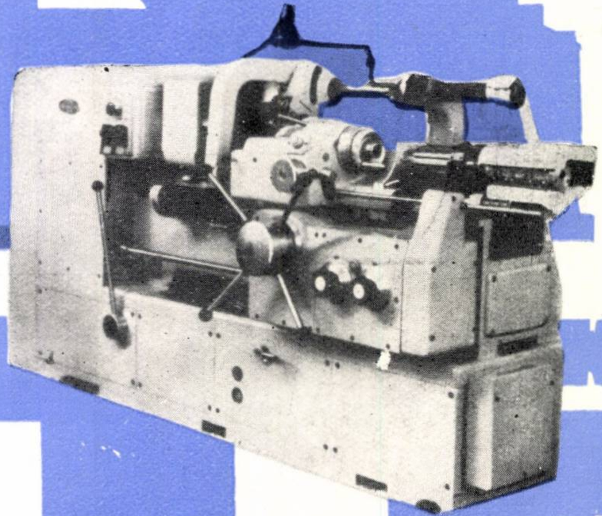
- cu condensație
- cu priză
- cu contrapresiune

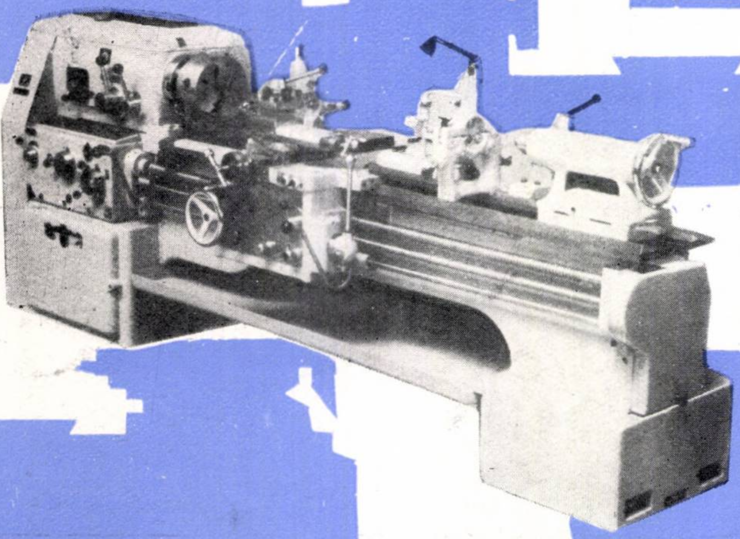


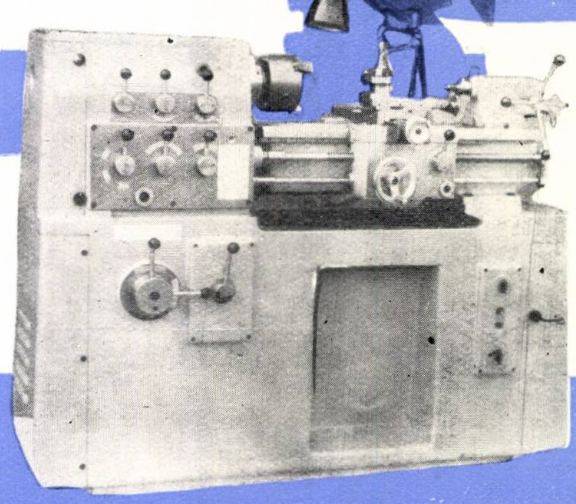
COMPRESOARE DE AER

- 1 V — 15/7
- 2 V — 30/7
- 3 V — 45/7

UZINA
DE STRUNGURI
ARAD







UZINA DE STRUNGURI
ARAD

produce:

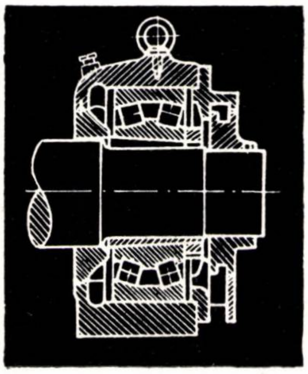
- **Strunguri normale: SN—250, SN—320, SN—400, SN—630 şi SN—800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500. 750, 750—1000—1500, 2000 şi 3000 mm; turaţia: 63—2800, 31,5—1600. 12—1500. 12—1050 şi 12—1050; puterea 2.2. 3, 5.5 7.5. 11 18 şi 11 18 kW
- **Strunguri revolver: SRO — 25, SRV — 25, SRO — 40 şi SRV — 40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm: turaţia 112—2800, 112—2800, 56—2800 şi 45—2240 rot/min; puterea 3 şi 7,5 kW.

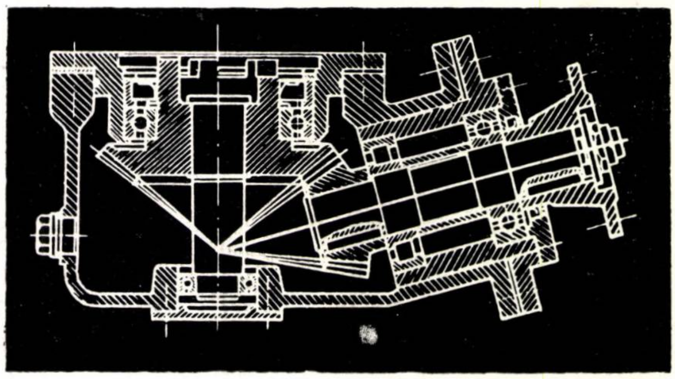
FABRICA de RULMENȚI
BÎRLAD

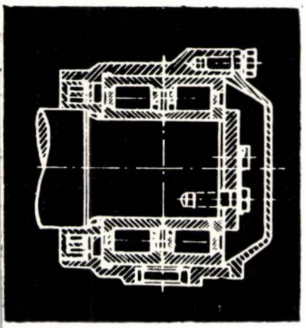
Livrează:

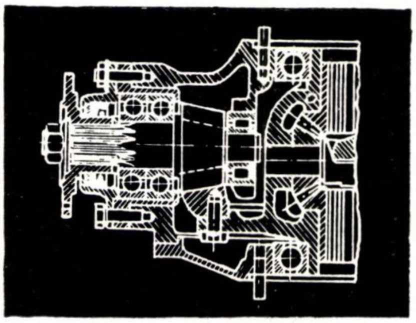
ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE

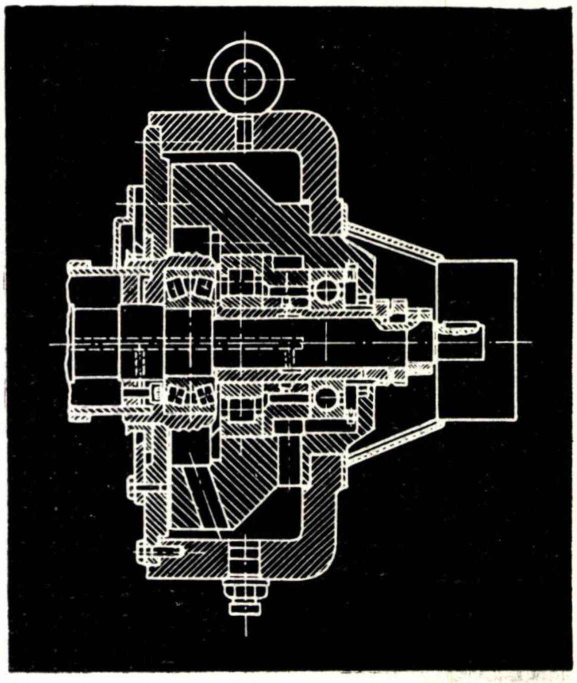
rulmenți de diferite forme constructive și de dimensiuni tipizate.

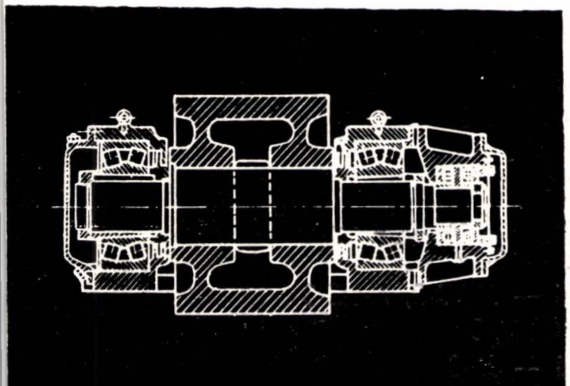












Întreprinderea mecanică ROMAN

Produce:

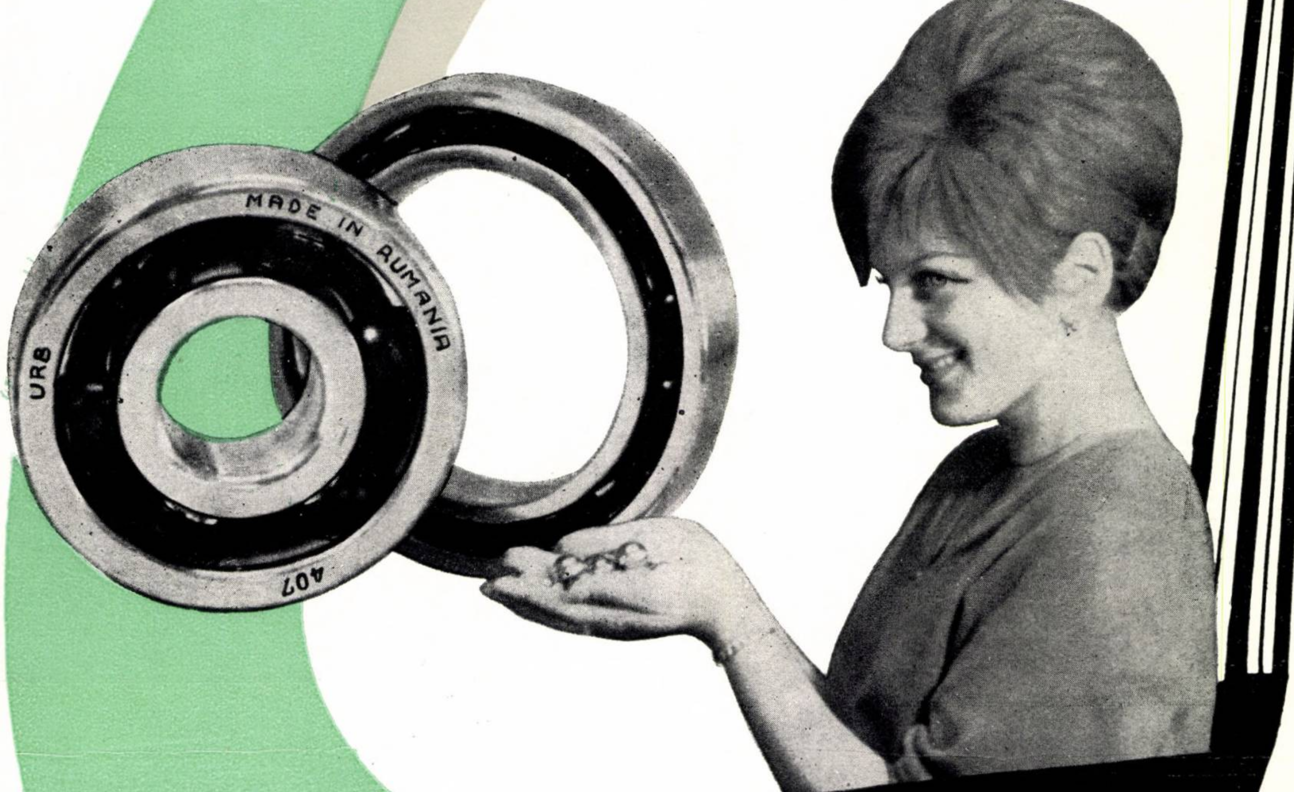
- — Mașini de găurit și scobit orizontal — GSO
- — Mașini normale de frezat — MNF
- — Mașini de rindeluit la grosime — MRG-8
- — Mașini de aplicat adezivi — MAA-13
- — Mașini de cepuit și scobit — MCS
- — Mașini de găurit multiplu pentru cepuri rotunde — GCR
- — Mașini de șlefuit canturi profilate — SCP
- — Mașini de șlefuit cu 2 și 3 cilindri — MSC-2, MSC-3
- — Circulare universale manuale — CUM-3
- — Ferăstraie panglică pentru mobilă — FP-8
- — Mașini de șlefuit cu bandă orizontală — SBO

Reţineţi

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MONDIALE:

- RULMENŢI RADIALI CU BILE
- RULMENŢI CU ROLE CONICE
- RULMENŢI CU ACE
- RULMENŢI CU ACE PENTRU CARDAN
- RULMENŢI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI
- BILE
- ROLE ACE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE



UZINA RULMENTUL BRAŞOV

STR. PODULUI Nr. 2 • TELEF.: 6641
TELEX 012245

UZINELE 23 AUGUST

LOCOMOTIVE DIESEL MECANICE de 120 CP, ecartament normal 1435 mm, pentru manevră şi tracţiune garnituri de mic tonaj pe linii secundare cu suprastructură slabă.

VAGOANE CISTERNĂ de 60 m^3 pentru produse petroliere.

VAGOANE SIDERURGICE de 11 şi 16 m^3 pentru transportul zgurei fluide.

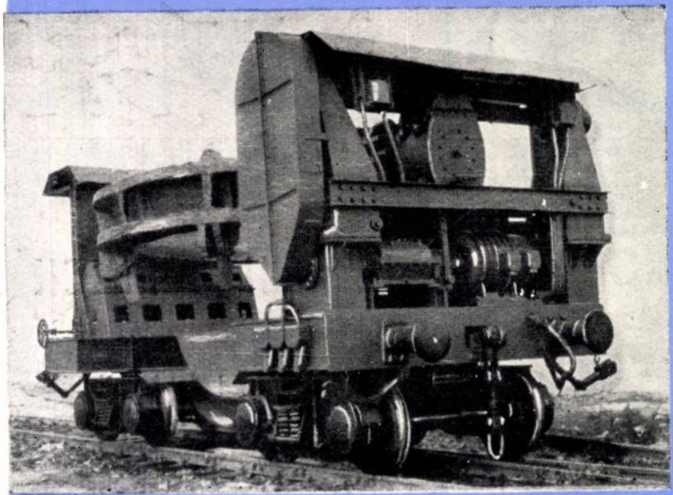
MOTOARE DIESEL de 350 CP (M 583 S) şi 700 CP (M 581 S) pentru foraj şi tracţiune feroviară.

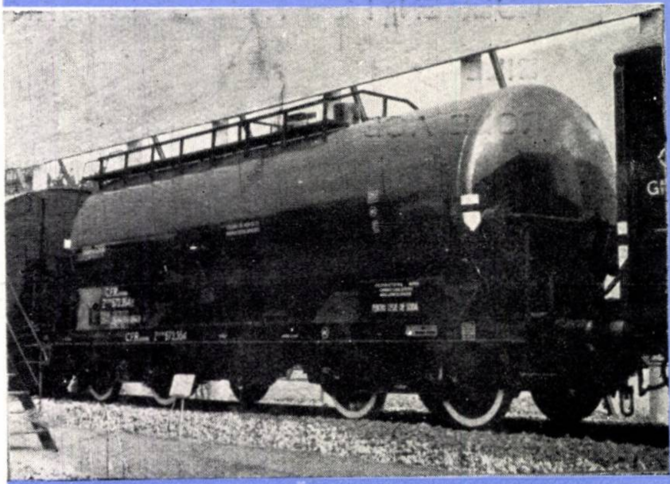
PRESE HIDRAULICE cu 6 etaje pentru mobilă.

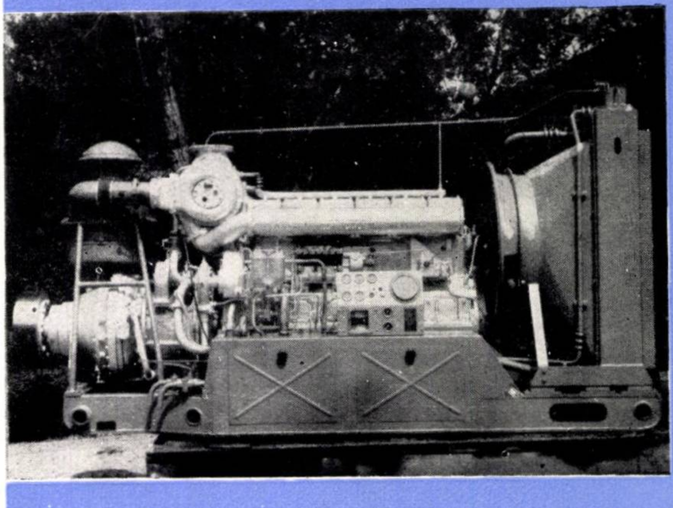
MATRIŢE pentru vulcanizat anvelope.

OŢELURI RAPIDE pentru scule.

MORI DE CIMENT de 3×14 m pentru măcinarea fină a pastei şi a clincherului.







UZINA
HIDROMECANICA
BRASOV

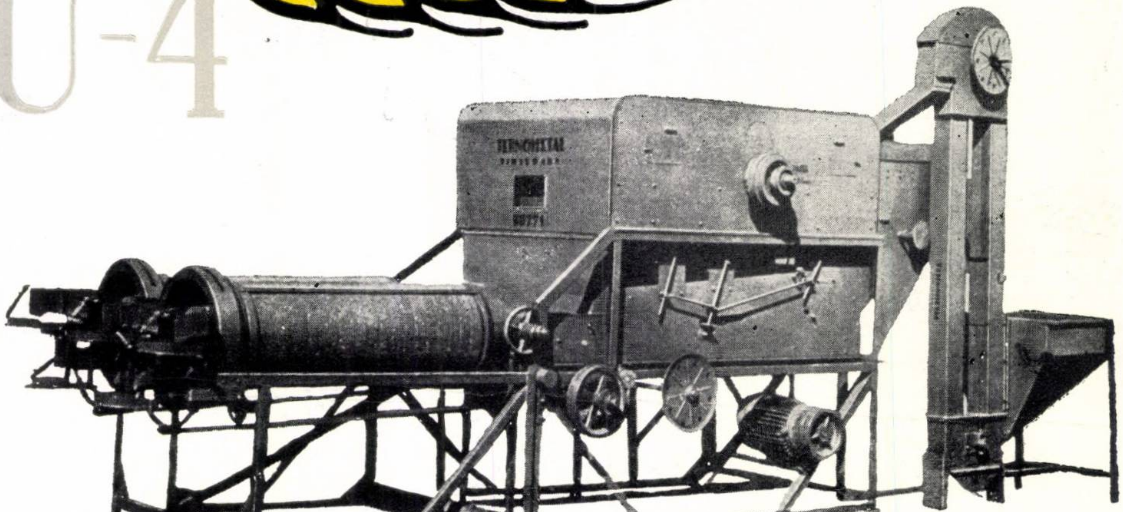
Produce:
- — CONVERTIZOARE HIDRAULICE de cuplu de 175 — 700 CP pentru instalații de foraj
- — FRINE HIDRAULICE cu diametrul rotorului de 15 — 60″
- — TURBOAMBREIAJE HIDRAULICE de 350 CP
- — PREVENITOARE DE ERUPȚIE cu acționare manuală de 6 și 8″ la 210 kgf/cm^2
- — INSTALAȚII DE COMANDĂ HIDRAULICE pentru prevenitoare de erupție hidraulice
- — COMPRESOR DE AER, 1 m^3/min și 12 kgf/cm^2
- — PENE CU ACȚIONARE PNEUMATICĂ
- — DIFERITE UTILAJE PENTRU PROSPECȚIUNI GEOLOGICE
- — DISPOZITIVE PENTRU REGLAREA TURBINELOR DE APĂ

SELECTOR UNIVERSAL

PRODUCTIVITATEA PENTRU DIFERITE CULTURI

Nr. crt.	Felul semințelor	Productivitatea, kg/h	
		produse pentru însămînțări	produse-marfă
1	Grîu	2 000	4 500
2	Secară	1 500	3 200
3	Orz	1 300 – 1 600	3 000 – 3 600
4	Ovăz	1 200	2 700
5	In	700	1 200
6	Trifoliene	500	1 000
7	Floarea-soarelui	1 000	–
8	Semințe de sfeclă	900	–

SU-4



Uzina **TEHNOMETAL**

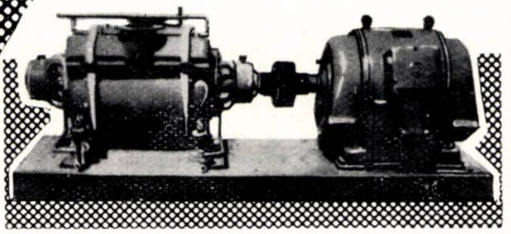
TIMIȘOARA • STR. GLORIEI, 11 • TELEFON 37 — 06

UZINA

INDEPENDENȚA

SIBIU

execută:



Unelte pneumatice

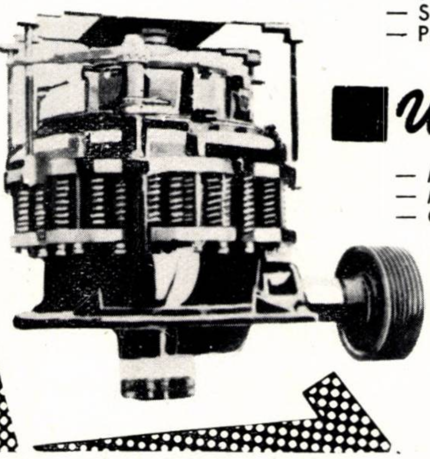
- Ciocane de abataj și perforatoare
- Ciocane de nituit
- Mașini de găurit
- Bătătoare pentru turnătorii
- Polizoare manuale etc.

Lanțuri cu role

pentru industria petrolieră și pentru agricultură

Utilaje pentru industria chimică și petrol

- Recipiente sub presiune din oțel carbon sau aliat, bimetal, aluminiu etc.
- Schimbătoare de căldură — Filtre diferite — Suflante volumice,
- Pompe de vid — Ventilatoare pentru turnuri de răcire etc.

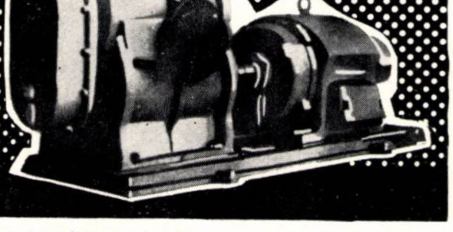


Utilaje pentru turnătorii

- Mașini de format
- Mașini de executat miezuri
- Cuptoare, cubilouri cu arc, cuptoare pentru tratamente termice etc.

Utilaje pentru industria alimentară

- Malaxoare de frămîntat aluat
- Prese mecano-hidraulice de mare capacitate pentru struguri
- Strecurătoare rotative
- Uscătoare rotative pentru cartofi
- Egropompe etc.



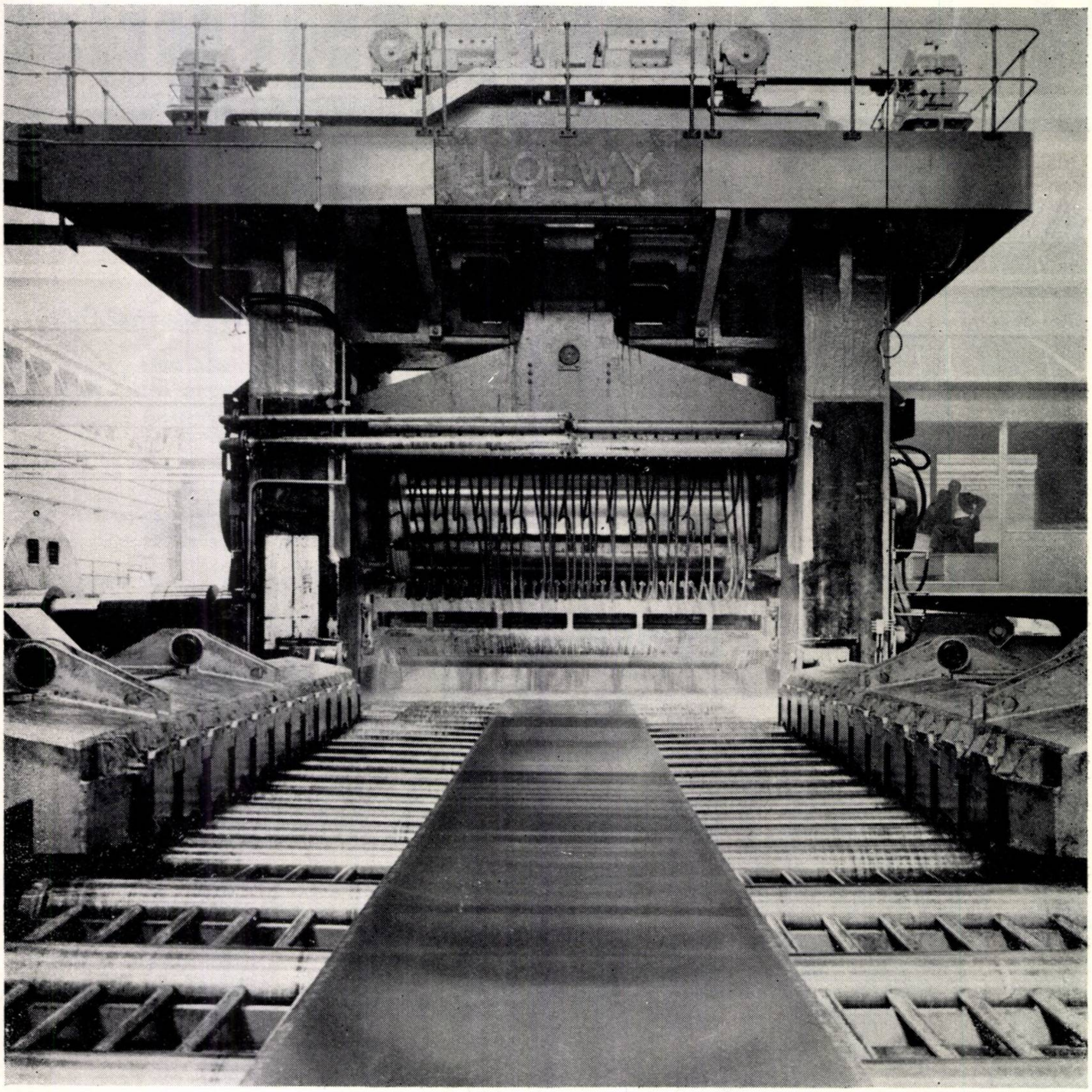
Utilaje pentru trefilarea sîrmei

de oțel carbon, cupru, aluminiu etc.

Concasoare și granulatoare

INDEPENDENȚA SIBIU

de la BLOC brut la TABLĂ de 6 mm, cu un SINGUR UTILAJ



LAMINORUL LA CALD REVERSIBIL QUARTO

Cu valţuri de 960 mm şi 1 520 × 3 750 mm, în funcţiune în fabrica James Booth Aluminium ltd.

Pentru laminarea blocurilor de 6 t în table pînă la 3 650 mm lăţime, complet, cu dispozitive de manipulare, cu ciocan vertical, cu ghilotină pentru tablă şi cu toate celelalte instalaţii auxiliare.

S-a livrat şi un laminor la rece Quarto reversibil, cu valţuri de 1 830 mm lungime, cu instalaţiile auxiliare şi cu linii de tăiere.

Un laminor pentru foi LOEWY – QUARTO cu valţuri de 1 575 mm lungime este folosit cu succes în aceeaşi fabrică.

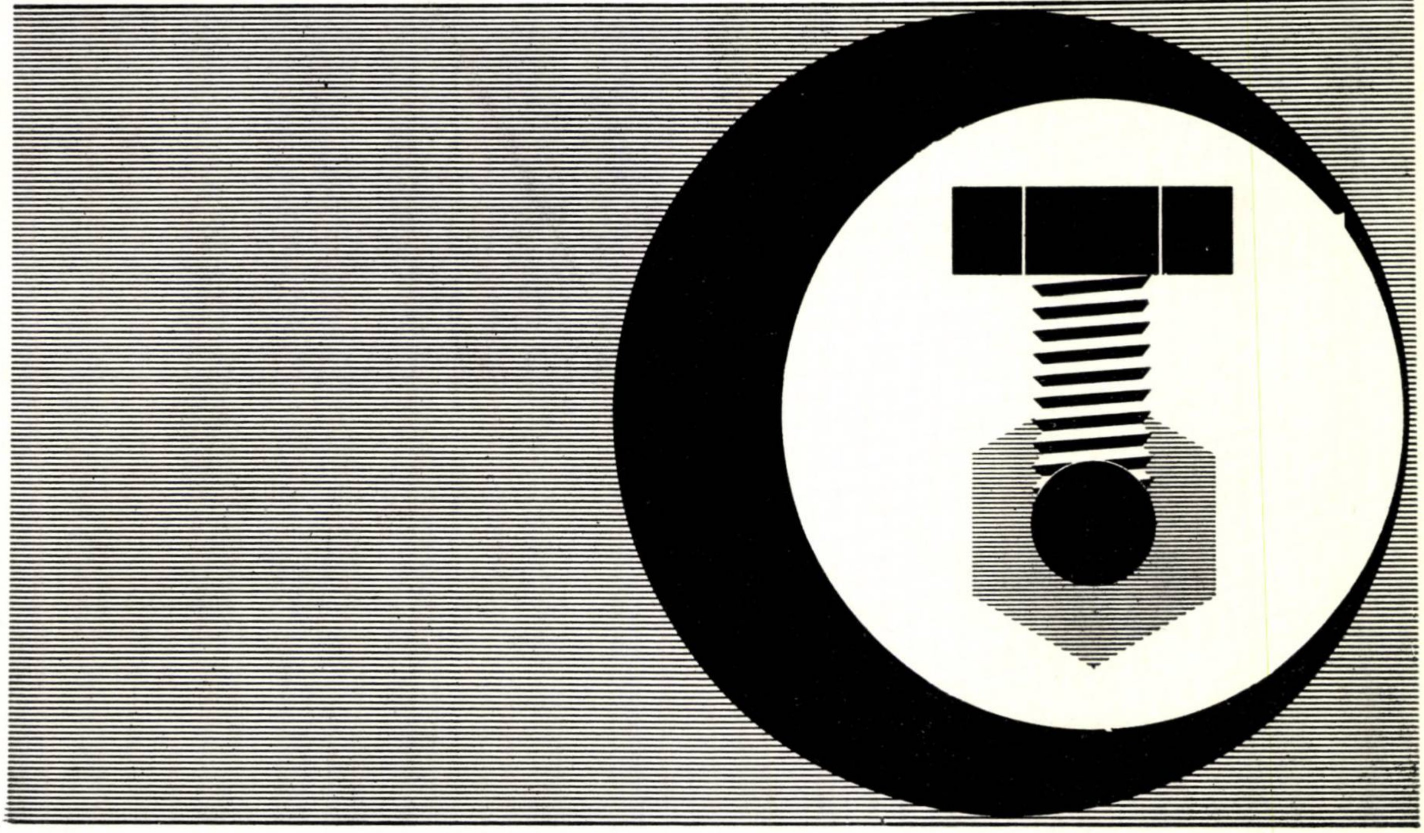
THE **LOEWY** ENGINEERING COMPANY LIMITED · BOURNEMOUTH · ENGLAND
REGD. TRADE MARK

FABRICĂ DE LAMINOARE ŞI PRESE HIDRAULICE

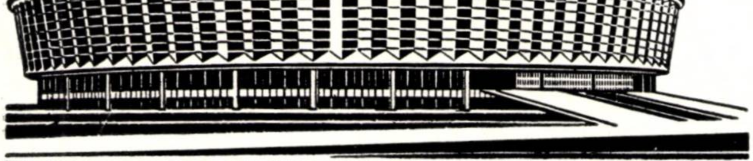
LOEWY m.b.H. — Laminoare şi prese Düsseldorf, Immermann str. 23 — Republica Federală Germană]

EXPOZITIA TEHNICA
A REPUBLICII FEDERALE
GERMANE

BUCURESTI
18-30 MAI
1965



Noile realizări dobîndite pe o scară tot mai largă în domeniul științei și tehnicii influențează direct activitatea și viața noastră, raționalizînd-o și simplificînd-o. Expoziția tehnică a Republicii Federale Germane prezintă un rezumat cuprinzător al celor mai noi realizări dobîndite de peste 400 firme importante din Republica Federală Germană în domeniile industriei oțelului și fierului, chimiei, construcțiilor de mașini, electrotehnicii, mecanicii de precizie și opticii.

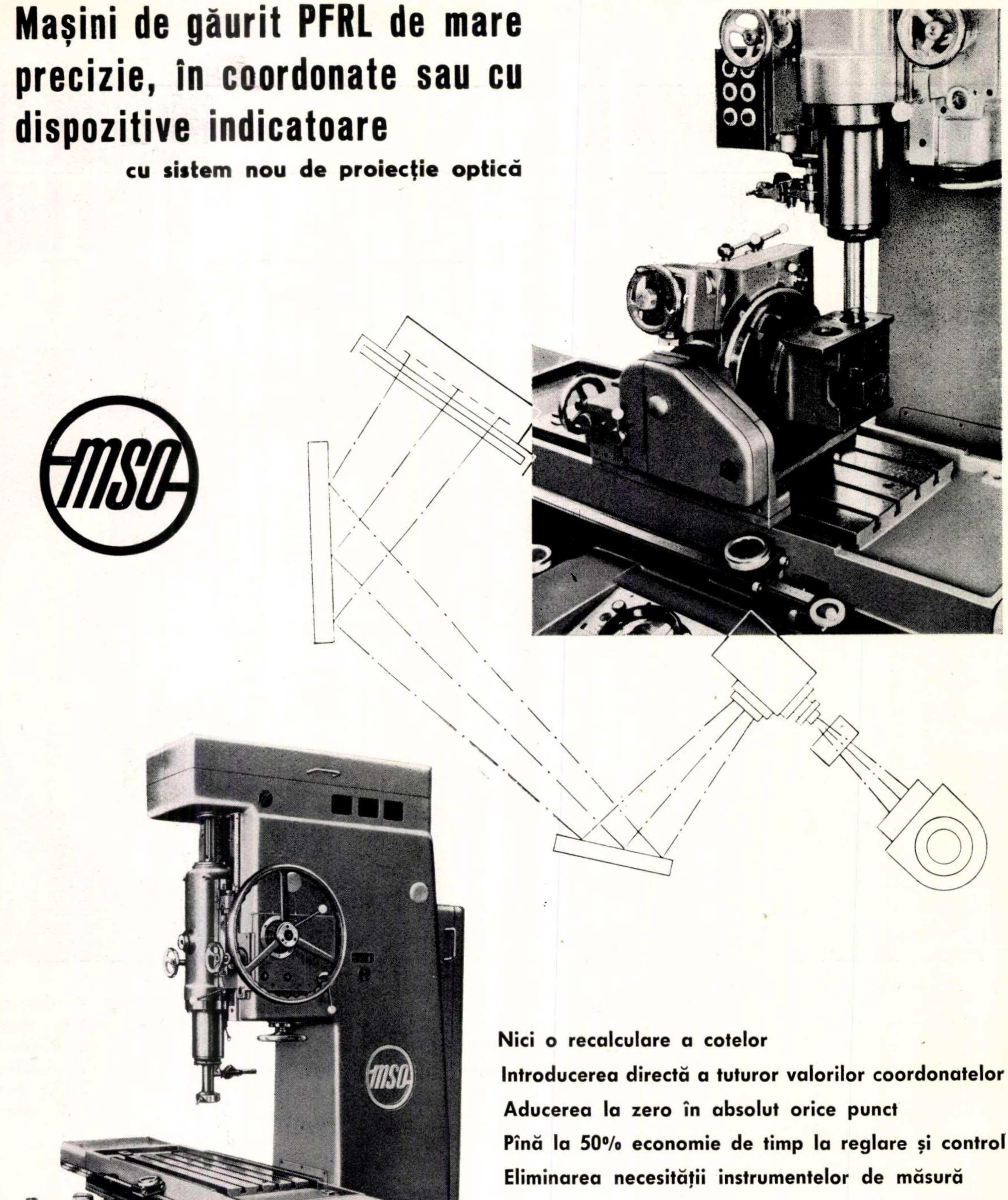


BDUL. MARASTI 67
(PIATA SCINTEII)

Vizitarea zilnic între orele
10-14 pentru specialişti şi
14-19 pentru public

Maşini de găurit PFRL de mare precizie, în coordonate sau cu dispozitive indicatoare

cu sistem nou de proiecţie optică



Nici o recalculare a cotelor

Introducerea directă a tuturor valorilor coordonatelor

Aducerea la zero în absolut orice punct

Pînă la 50% economie de timp la reglare şi control

Eliminarea necesităţii instrumentelor de măsură

PFRL — maşina de cea mai înaltă precizie pentru fabricaţia de unicate şi de serie

mso werke OFFENBACH AM MAIN

Senefelderstrasse 162, Postfach 37, telefon 80.191. Republica Federală Germană

HOMMEL

PRECIZIE ŞI CALITATE

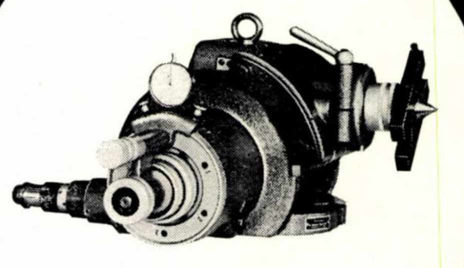
— **Calibrele terminale cu feţe paralele HOMMEL** sînt indispensabile în tehnica măsurărilor industriale. Precizie maximă şi constanţă în determinări. Utilizînd accesoriile respective se poate determina o gamă întreagă de mărimi.

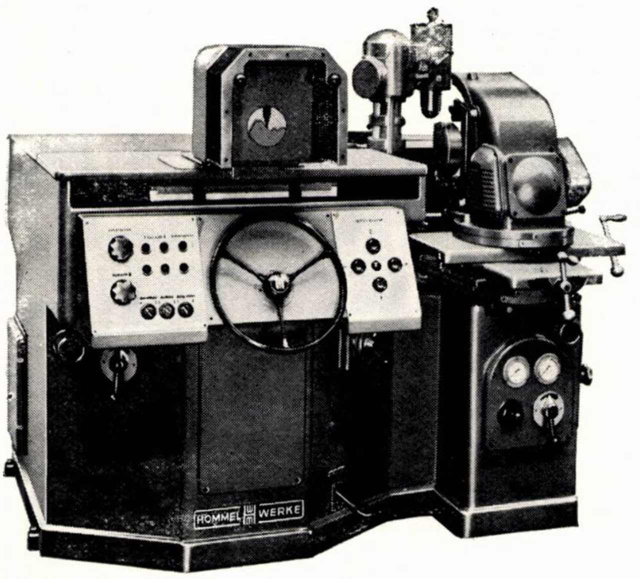
— **Capul divizor universal HOMMEL-DBP** permite, utilizînd numai un disc divizor special, realizarea cu cea mai mare precizie a oricărei lucrări de divizare. Este de asemenea adecvat pentru prelucrarea exactă a pieselor, indiferent de formele respective — drepte, în spirală, circulare.

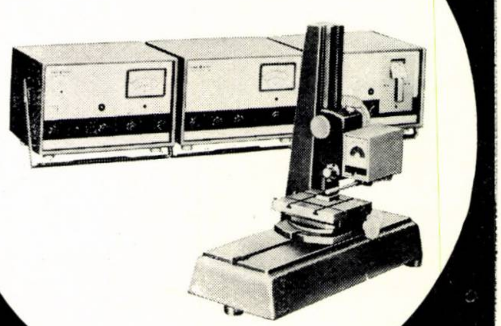
— **Aparatul de măsură HOMMEL tip P** reprezintă un utilaj sigur în exploatare, robust şi cu aplicaţii multiple, utilizabil pentru măsurarea suprafeţelor.

— **Aparatul de măsură HOMMEL tip T_1 şi T_3** oferă, ca instrumente universale, multiple posibilităţi ca aparate pentru măsurarea suprafeţelor cu posibilităţi diverse de determinare şi trasare a profilelor sau ca dispozitive de înregistrare a defectelor de formă pentru diferite construcţii mecanice. În cadrul instalaţiilor reprezintă elemente de garantare a economicităţii.

— **Maşina de rectificat optică HOMMEL-OPSM,** pentru prelucrarea de precizie a profilelor; control optic al poziţiei de lucru; un dispozitiv de mărire continuă permite o utilizare optimă a modelului şi o înaltă exactitate. Alegerea judicioasă şi menţinerea avansului permit o rectificare corespunzătoare; un dispozitiv de comandă cu volan uşurează manipularea şi rectificarea profilelor grele.







SE TRIMITE LA CERERE, FĂRĂ OBLIGAŢII, MATERIAL INFORMATIV

HOMMELWERKE

Gesellschaft mit beschränkter Haftung

6800 MANNHEIM-KÄFERTAL

Mașini de încercat oțeluri și metale

- Mașini de încercat la tracțiune și compresiune
- Mașini de încercat rezistența
- Mașini de încercat lanțuri și cabluri
- Instalații de încercat cilindri
- Mașini pentru fluaj
- Mașini de încercat cu sarcină normală
- Pulsator cu rezonanță
- Mașini de încercat la durată
- Mașini de încercat la încovoiere
- Mașini de încercat la ambutisare adîncă
- Mașini de divizat epruvete
- Mașini de încercat duritatea
- Ciocane de reziliență
- Mașini de încercat la șocuri repetate sau rotative

Mașini de încercat materiale de construcție

- Mașini de încercat la compresiune
- Mașini de încercat duritatea prin șoc

Mașini de încercat cauciuc și materiale plastice

- Mașini de încercarea rezistenței
- Mașini de încercarea durității
- Ciocan de reziliență
- Mașini pentru determinarea plasticității sau a fluajului
- Mașini de încercarea elasticității
- Mașini de încercare la frecare (uzură)
- Dynstat, mașini de încercare la oboseală prin îndoire
- Mașini de încercat rezistența la lipire
- Mașini de încercat rezistența la căldură, aparate cu ac, tip Vicat
- Aparate cu bară incandescentă

Mașini de încercat hîrtia

- Mașini de încercat rezistența
- Mașini de încercat rezistența la plesnire
- Mașini de încercare la dublu falț
- Mașină de format și uscat coli de hîrtie
Mașină de încercat la îndoire repetată
- Mașini de încercat satinarea
- Mașini de încercat capacitatea de absorbție
- Mașini de încercat la permeabilitate
- Aparat de lovire și de divizare
- Mașini de încercat la imprimare
- Aparate de verificat grosimea
- Aparat de încercat la presiune
- Mașini de încercarea încleierii

Mașini de încercat pentru textile

Mașini de încercarea rezistenței
Mașini de încercare la plesnire
- Mașini de măsurat grosimea

Aparate de vibrații

Mașini de echilibrat pînă la 1 000 kg
Mașini de echilibrat cu roată
- Standuri de încercare la vibrații pînă la frecvența de 1 000 Hz
- Mese vibratoare cu 3 componente
Standuri de încercare la șoc
- Mașini de măsurat accelerația limită
Aparate de măsurat universale

VEB WERKSTOFF-PRÜF-MASCHINEN LEIPZIG

WPM

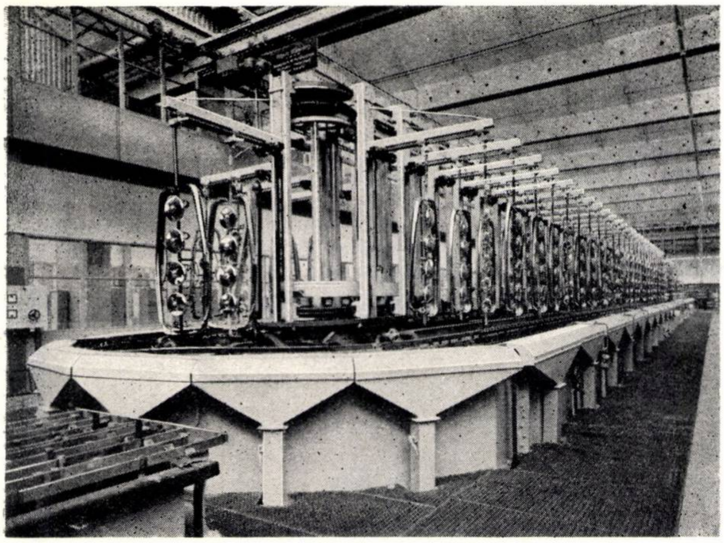
THÜRINGER INDUSTRIEWERK RAUENSTEIN

VEB THÜRINGER INDUSTRIE-WERK RAUENSTEIN

Deutsche Export- und Importgesellschaft mbH Feinmechanik-Optik

Feinmechanik-Optik

102 Berlin Schicklerstr 7
Republica Democrată Germană



Galvano-tehnică modernă

Cea mai mare instalație pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Blasberg livrează:

- instalații de mare capacitate și unități de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătățire a suprafețelor
- Instalații speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
- Produse chimice de înaltă calitate și preparate pentru orice operație de îmbunătățire pe cale galvanică și chimică a suprafețelor metalelor

Produse speciale printre care :

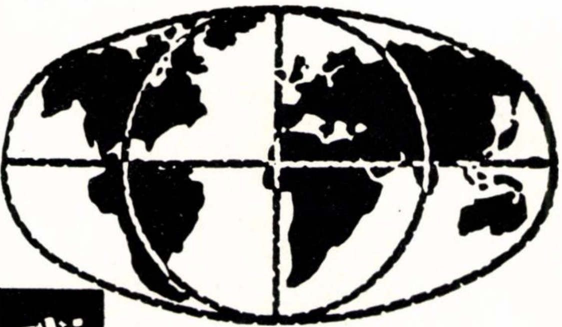
- Instalații de automatizare complexă cu comandă program
- Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densități de curent pînă la 16 A/dm²
- Băi de cromare dură
- Băi de cromare cu reglare automată
- Instalații de protecție de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

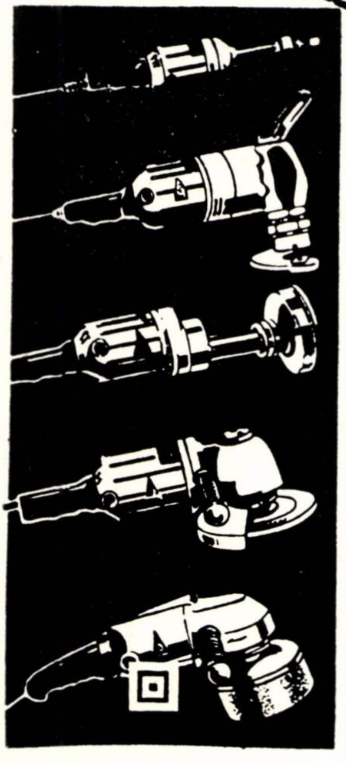
- Băi pentru acoperire cu metale nobile
- Băi pentru cuprare lucioasă, acide și alcaline
- Băi pentru zincare lucioasă
- Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios“ ZF—TR
- Băi peutru zincare lucioasă ,,Helios“ ZF
- Băi pentru cositorire lucioasă
- Băi pentru cositorire lucioasă ,,STANNOSTAR“
- Eloxal lucios
- Paste lichide de șlefuit și lustruit

Consultațiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835





în toată lumea se utilizează

SCULE ELECTRICE

FLEX

cu motor universal de curent alternativ trifazat sau de înaltă frecvență pentru prelucrarea tuturor materialelor naturale și sintetice.

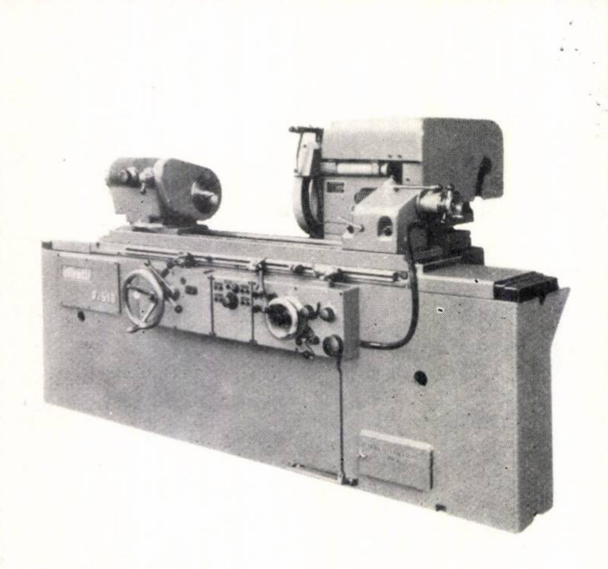
Prezintă următoarele avantaje: regim de lucru rapid, acuratețe în execuție, manipulare simplă.

Cereți oferte cu prospect detaliat de la :

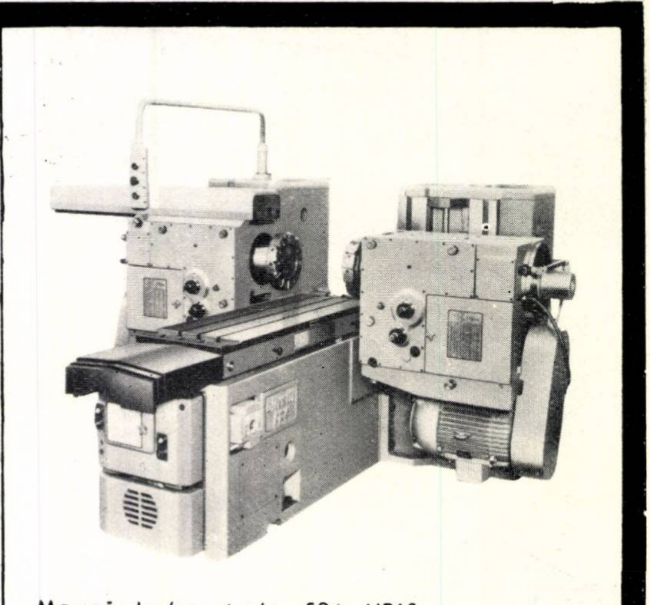
Fabrica de mașini

ACKERMANN u. SCHMITT KG.
MASCHINENFABRIK · 7 STUTTGART 13 · POSTFACH 28

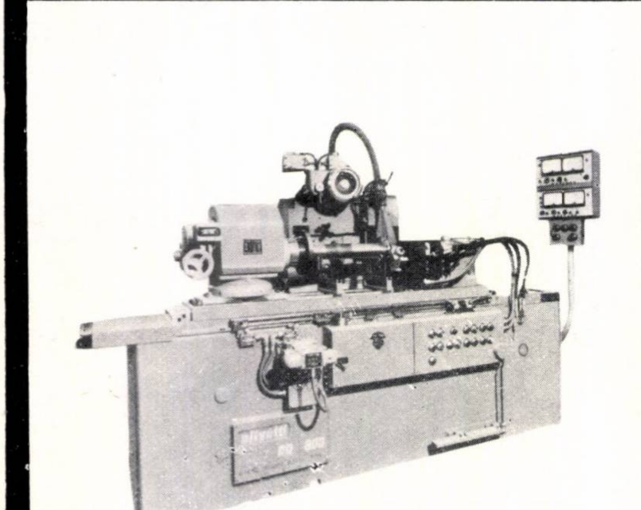
Înaltă specializare și un ridicat nivel de automatizare sînt caracteristicile necesare mașinii unelte moderne. Aceste caracteristici se regăsesc în cadrul vastului și completului sortiment de produse ale sectorului de mașini-unelte Olivetti. De la mașinile de frezat plan pînă la mașinile de rectificat, de la mașinile de găurit cu comandă numerică și pînă la mașinile speciale, întreaga gamă de mașini-unelte Olivetti constituie echipamentul complet al unei industrii mecanice la nivelul productivității și concurenței internaționale.



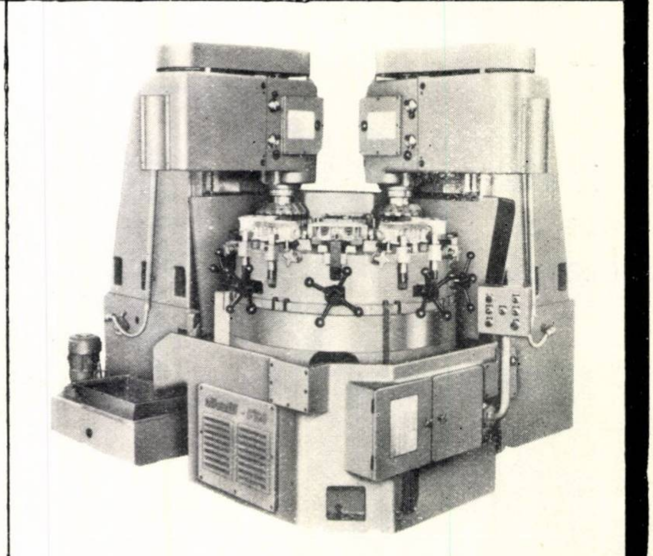
Mașină de rectificat universală R4—510



Mașină de frezat plan FP4—UP18



Mașină de rectificat pentru fabricatia de mare serie RO—800



Mașină de frezat cu masă rotativă FG4—2

Astăzi, programul de fabricație pentru mașinile-unelte Olivetti cuprinde: ◆ mașini de frezat plan cu ciclu automat, cursa mesei de la 500 la 5 000 mm, cu 2-3-4 capete de frezat dispuse pe verticală, orizontal sau înclinat, cu electromotor de 5-10-18-25-32 CP ◆ mașini de frezat automate cu comandă prin came a mesei pentru prelucrarea pieselor de dimensiuni reduse ◆ mașini de frezat cu masă rotativă, cu 1 sau 2 capete de frezat ◆ mașini de rectificat universale, cu distanța dintre vîrfuri de la 415 la 2 150 mm, cu cap portsculă hidraulic și cu variație continuă a turației ◆ mașini de rectificat normale ◆ mașini de rectificat pentru fabricația de serie mare, cu 1 sau 2 capete portsculă normalizate de 10 CP, dispuse paralel și oblic în raport cu masa ◆ mașini de alezat automate cu 1-2-3-4 capete cu ciclu automat ◆ dispozitive de lucru pentru găurire, alezare, frezare, filetare ◆ dispozitive deplasabile pentru mașini combinate ◆ mașini de găurit de precizie verticale, de banc și cu coloană, cu 1-2-3 capete de găurit ◆ mașini speciale cu poziție fixă, cu masă rotativă, cu tambur sau prin transfer ◆ prese cu excentric, automate, cu cuplaj pneumatic ◆ mașini de găurit cu comandă numerică, cu sau fără schimbarea automată a burghielor.

Ing. C. Olivetti & C.,S.p.A. — Sectorul mașini-unelte — San Bernardo d'Ivrea (Italia) — Adresa telegrafică: Meccanica Olivetti

olivetti

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, MAI 1965, Nr. 5

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CUPRINS

BOTEZ, E.: **Unele precizări cu privire la avans și viteza de avans.** 237

LĂZĂRESCU, I. și ABRUDAN, G.: **Asupra posibilității de prelucrare a profilelor circulare utilizîndu-se cuțite-disc cu profil în arc de cerc.** 241

SANDU, I.: **Unele aspecte ale dinamicii preselor mecanice în timpul procesului de decupare cu ștanțe.** 247

GHILEZAN, A.: **Mărirea productivității mașinilor-unelte prin modernizare.** 255

DRIG, P.: **Freze mele cu protuberanță.** 262

GĂINĂ, G.: **Sensibilitatea dispozitivelor hidraulice de copiat la strunguri.** 264

GUJA, N.: **O metodă productivă de prelucrare a cuțitelor pentru dantura conică curbă.** 269

AELENEI, M.: **Aparat pentru determinarea rapidă direct pe strung a uzurii cuțitelor.** 274

SIMIONESCU, M.: **Modernizarea mașinii de ascuțit filiere.** 276

PRODUSE NOI ÎN INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI 278

DOCUMENTARE 280

RECENZII 288

REVISTA REVISTELOR 290

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei R. P. R.
și conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621.9.014.5

Botez, E. : **Unele precizări cu privire la avans și viteza de avans.**

Se prezintă o serie de precizări în legătură cu conținutul noțiunilor de avans și de viteză de avans, contribuind la corectarea terminologiei în domeniul respectiv.

Construcția de Mașini, 17 (1965), nr. 5, p. 237–241

CZ 621.9–434

Lăzărescu, I. și *Abrudan, G.* : **Asupra posibilității de prelucrare a profilelor circulare, utilizîndu-se cuțite-disc cu profil în arc de cerc.**

Se propune o metodă analitică pentru determinarea profilului cuțitului circular, prezentîndu-se o serie de exemple de calcul în domeniul rulmenților.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 241–246

CZ 621.964.1

Sandu, I. : **Unele aspecte ale dinamicii mecanice în timpul procesului de decupare cu ștanțe.**

Se analizează aspectele dinamice ale procesului de decupare cu ștanță normală.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 247–254

CZ 621.9 (09)

Ghilezan, A. : **Mărirea productivității mașinilor-unelte prin modernizare.**

Se prezintă în mod amănunțit modernizările efectuate la un mare număr de mașini-unelte fabricate în R.P.R.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 255–261

CZ 621.914.2

Drig, P. : **Freze melc cu protuberanță.**

Se analizează problemele de proiectare a frezelor cu protuberanță care elimină operația de rectificare în porțiunea de racordare a flancului la fundul dintelui.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 262–264

CZ 621.941.24–142

Găină, Gh. : **Sensibilitatea dispozitivelor hidraulice de copiat la strunguri.**

Se prezintă o metodă de analiză teoretică și experimentală a sensibilității dispozitivelor hidraulice de copiat pentru strunguri.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 264–269

CZ 621.914.2 : 621.834

Guja, N. : **O metodă productivă de prelucrare a cuțitelor pentru dantura conică curbă.**

Se prezintă o metodă de finisare a cuțitelor pentru dantura conică curbă prin rectificare rotundă, înlocuind operația de detalonare.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 269–273

CZ 621.941.025

Aelenei, M. : **Aparat pentru determinarea rapidă direct pe strung a uzurii cuțitelor.**

Se prezintă un dispozitiv care permite determinarea directă a uzurii fără demontarea cuțitului din suport.

Construcția de Mașini, 17 (1965), nr. 5, p. 274–275

CZ 621.923.6 : 621.992

Simionescu, M. : **Modernizarea mașinii de ascuțit filiere.**

Se propune o soluție pentru modernizarea mașinii de ascuțit filiere prin mecanizarea avansului pietrei de rectificat.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 276–277

DIN NUMĂRUL VIITOR

Moga, Al. : **Unele aspecte ale preocupărilor din domeniul sudării în R.P.R.**

Grumăzescu, M. și *Bernath, Al.* : **Controlul nedistructiv cu ultrasunete aplicat în R.P.R.**

Slătineanu, R. : **Stadiul actual al standardizării încercărilor de metale în R.P.R.**

Micloși, V. : **Alegerea și controlul oțelurilor pentru construcții din punctul de vedere al sudabilității.**

Mateescu, D. și colaboratori : **Construcția sudată a cupolei pavilionului Expoziției economiei naționale a R.P.R.**

Rudnițki, B. și *Ionescu, P.* : **Execuția rezervoarelor cilindrice verticale sudate din oțel și a altor vase tehnologice agabaritice din industria chimică și petrolieră prin metoda înfășurării.**

Caracostea, A. : **Dezvoltarea construcției podurilor metalice sudate, în R.P.R.**

Colectiv M.I.C.M. : **Realizarea în R.P.R. a recipientelor de înaltă presiune, sudate.**

Șarlău, C. și *Radu, D.* : **Studiul privind forma, calculul și execuția îmbinărilor sudate la construcții din țevi.**

Nădășan, Șt. și *Safta, V.* : **Contribuții la determinarea lucrului mecanic de rupere la solicitarea la tracțiune.**

Buzdugan, Gh. și colaboratori : **Studii experimentale de tensometrie și vibrații asupra unor grinzi rulante suspendate**

Rațiu, M. și *Prexl, R.* : **Aplicarea reglementării ciclului de încercare la determinarea durității Rockwell.**

Iovițiu, E. : **Contribuții la studiul corelației dintre reziliența determinată pe epruvete normale și microepruvete.**

Popovici, Vl. și colaboratori : **Structura și reziliența materialului în zonele învecinate la diferite variante de prelucrare a rosturilor pentru sudare la un profil tip greu.**

Revista CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din R.P.R. – Redacția și administrația, București, str. Ion Ghica nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice — București. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul: I. P. „Informația”, str. Brezoianu nr. 23—25. București, c. 1238.
Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D. G. P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 621.9.014.5

Ботез, Е.: **Некоторые уточнения в связи с подачей и скоростью подачи.**

Приводится ряд уточнений в связи с содержанием понятий ,,подача'' и ,,скорость подачи'', содействуя таким образом исправлению терминологии в соответствующей области.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 237–241

ДК 621.9 – 434

Лээреску, И. и *Абрудан, Г.:* **Возможности обработки круглых профилей с применением дисковых резцов с профилем в форме дуги окружности.**

Предлагается аналитический метод определения профиля круглого резца, причем приводится ряд примеров расчета в области подшипников.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 241–246

ДК 621.964.1

Санду, И.: **Ряд аспектов динамики механических процессов.**

Анализируются динамическое аспекты процесса вырубки обычным штампом.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 247–254

ДК 621.9 (09)

Гилезан, А.: **Повышение производительности станков модернизацией.**

Дается подробное описание модернизации значительного количества сконструированных в Румынии станков.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 255–261

ДК 621.914.2

Дриг, П.: **Конструкция червячных фрез с выступом.**

Анализируются вопросы конструирования фрез с выступом, исключающих операцию шлифования на участке соединения боковой поверхности у основания зуба.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 262–264

ДК 621.941.24 – 442

Гэина, Г.: **Чувствительность гидравлических копировальных приспособлеиий для токарных станков.**

Рассматривается метод теоретического и экспериментального анализа чувствительности гидравлическнх копировальных приспособлений для токарных станков.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 264–269

ДК 621.914.2 : 621.834

Гужа, Н.: **Производительный метод обработки резцов для изогнутых конических зубьев.**

Рассматривается метод доводки резцов для изогнутых конических зубьев посредством круглого шлифования, заменяющий снятие затылка.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 269–273

ДК 621.941.025

Аеленей, М.: **Аппарат для непосредственного быстрого определения на токарном станке износа резцов.**

Описывается приспособление, позволяющее производить непосредственное определение износа, без демонтажа резца из державки.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 274–275

ДК 621.923.6 : 621.992

Симионеску, М.: **Модернизация станка для заточки фильер.**

Предлагается способ модернизации станка для заточки фильер путем механизации подачи шлифовального круга.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 5, стр. 276–277

DK 621.9.014.5

Botez, E. : **Feststellungen im Zusammenhang mit Vorschub und Vorschubgeschwindigkeit.**

Der Aufsatz enthält eine Reihe von Bestimmungen in Bezug auf den Inhalt der Begriffe Vorschub und Vorschubgeschwindigkeit, wodurch zu einer Festlegung der Terminologie im betreffenden Bereich beigetragen wird.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 237–241

DK 621.9 – 434

Lăzărescu, I. şi *Abrudan, G.* : **Uber die Bearbeitungsmöglichkeiten der kreisförmigen Profile mit Verwendung von Scheibenmessern mit Halbkreisprofil.**

Es wird ein analythisches Verfahren zur Bestimmung des Scheibenmesserprofils vorgeschlagen und eine Reihe von Berechnungsverfahren für die Wälzlagerfertigung angeführt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 241–246

DK 621.964.1

Sandu, I. : **Aspekte der Dynamik mechanischer Prozesse.**

Es werden die dynamischen Aspekte des Stanzens mit gewöhnlichen Stantzwerkzeugen analysiert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 247–254

DK 621.9 (09)

Ghilezan, A. : **Produktivitätssteigerung der Werkzeugmaschinen durch Modernisierung.**

Der Verfasser gibt einen umfassenden Überblick über die Modernisierungen, die an in der RVR gebauten Werkzeugmaschinen vorgenommen wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 255–261

DK 621.914.2

Drig, P. : **Der Bau der Protuberanz-Schneckenfräsen.**

Es werden Probleme des Entwurfs von Protuberanzfräsen analysiert, durch die das Schleifen der Verbindungsstelle zwischen Zahnflanke und Sohle ausgeschaltet wird.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 262–264

DK 621.941.24 – 442

Găină, Gh. : **Empfindlichkeit der hydraulischen Kopiervorrichtungen bei Drehbänken.**

Es wird ein theoretisches und experimentelles Analysierverfahren der Empfindlickeit von hydraulischen Kopiervorrichtungen für Drehmaschinen dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 264–269

DK 621.914.2 : 621.834

Guja, N. : **Ein produktives Verfahren zur Bearbeitung der Meissel für Schrägverzahnung.**

Es wird ein Verfahren zur Oberflächenbehandlung der Meissel für Schrägverzahnung dargelegt. Dabei wird das Rundschleifen durch eine Hinterdrehung ersetzt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 269–273

DK 621.941.025

Aelenei, M. : **Apparat zur raschen Bestimmung der Meisselabnutzung unmittelbar an der Drehbank.**

Es wird eine Vorrichtung beschrieben, durch die die Meissel abnutzung unmittelbar ohne Loslösung aus der Halterung ermittelt werden kann.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 274–275

DK 621.923.6 : 621.992

Simionescu, M. : **Modernisierung der Schleifmaschine für Gewindeschneideeisen.**

Es wird eine Lösung zur Modernisierung der Schleifmaschine für Gewindeschneideeisen durch die Mechanisierung des Vorschubs des Schleifsteins vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 5, S. 276–277

DC 621.9.014.5

Botez, E. : **Some explanations concerning the feed and rate of feed.**

Some explanations are given concerning the notions of feed and rate of feed contributing to the correction of relevant terminology.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 237–241

DC 621.9–434

Lăzărescu, I. and *Abrudan, G.* : **Concerning the possibility of working the circular profiles by means of circle-arc shaped disk-tools.**

An analytical method is suggested for the determination of circular tool profiles and a series of calculus examples pertaining to the bearing field are presented.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 241–246

DC 621.964.1

Sandu, I. : **Some aspects concerning the dynamics of mechanical processes.**

The dynamic aspects of the punching process with normal dies are analysed.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 247–254

DC 621.9 (09)

Ghilezan, A. : **Increasing the productivity of machine-tools by modernization.**

Some modernization features applied to a number of machine-tools manufactured in the R.P.R. are presented in detail.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 255–261

DC 621.914.2

Drig, P. : **The construction of hobbing cutters with protuberance.**

The author discusses some designing problems concerning the protuberance cutters which eliminate the grinding operation in the portion of flank connection to the tooth bottom.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 262–264

DC 621.941.24–442

Găină, Gh. : **The sensibility of hydraulic copying devices for lathes.**

A method is suggested for the theoritical and experimental analysis of the sensibility of hydraulic copying devices for lathes.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 264–269

DC 621.914.2 : 621.834

Guja, N. : **A productive finishing method of tools for curved conical toothing.**

A method of finishing the tools for curved conical toothing by round grinding instead of relieving is described.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 269–273

DC 621.941.025

Aelenei, M. : **A device for the rapid direct determination of tool wear.**

A device allowing to determine the wear without removing the tool from the holder is presented.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr 5, p. 274–275

DC 621.923.6 : 621.992

Simionescu, M. : **The modernization of die grinders.**

A solution is set forth for the modernization of die grinders by mechanizing the feed of grinding wheels.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 5, p. 276–277

CD 621.9.014.5

Botez, E. : **Quelques précisions sur l'avancement et sur la vitesse d'avancement.**

On présente des précisions sur la notion d'avancement et de vitesse d'avancement et l'on essaie de corriger la terminologie du domaine technique respectif.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 237–241

CD 621.9–434

Lăzărescu, I. et *Abrudan, G.* : **Sur les possibilités d'usinage des profils ronds en utilisant des couteaux-disques à profil en arc de cercle.**

On propose une méthode analytique pour déterminer le profil du couteau-disque et l'on donne une série d'exemples de calcul se rapportant aux roulements.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 241–246

CD 621.964.1

Sandu, I. : **Certains aspects de la dynamique des processus mécaniques.**

L'auteur examine les aspects dynamiques du processus de découpage à étampeuse normale.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 247–254

CD 621.9(09)

Ghilezan, A. : **L'augmentation de la productivité des machines-outils par la modernisation.**

On décrit en détail les modernisations dont ont été l'objet un grand nombre de machines-outils fabriquées en Roumanie.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 255–261

CD 621.914.2

Drig, P. : **La construction des fraises hélicoïdales à protubérance.**

L'auteur étudie les problèmes de la construction des fraises à protubérance, afin d'éliminer la rectification sur la section qui constitue le raccordement entre le flanc et le fond de la dent.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 262–264

CD 621.941.24–442

Găină, Gh. : **La sensibilité des dispositifs hydrauliques pour copier adaptés aux tours.**

On expose une méthode d'analyse théorique et expérimentale de la sensibilité des dispositifs hydrauliques pour copier, adaptés aux tours.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 264–269

CD 621.914.2 : 621.834

Guja, N. : **Une méthode productive pour l'usinage des couteaux qui exécutent la denture conique courbe.**

On substitue à la méthode du détalonnage une nouvelle méthode de finissage des couteaux qui servent à réaliser la denture conique courbe, par rectification circulaire.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 269–273

CD 621.941.025

Aelenei, M. : **Appareil pour déterminer rapidement et directement sur les tours l'usure des couteaux.**

On présente un dispositif qui permet la détermination directe de l'usure, sans enlever le couteau du support.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 274–275

CD 621.923.6 : 621.992

Simionescu, M. : **La modernisation de la machine à affûter les filières.**

On propose une solution en vue de moderniser la machine à affûter les filières par la mécanisation de l'avancement de la meule de rectification.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 5, p. 276–277

MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI
NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, MAI 1965, Nr. 5

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CZ 621.9.014.5

Unele precizări cu privire la avans şi viteza de avans

EMIL BOTEZ

Obţinerea unei anumite calităţi a suprafeţei piesei la prelucrarea prin aşchiere pe maşinile-unelte, în anumite condiţii de precizie dimensională şi productivitate, impune printre altele şi folosirea unui regim de aşchiere corespunzător.

Regimul de aşchiere este condiţionat la rîndul său de un număr de parametri printre care cei mai importanţi sînt viteza de aşchiere, avansul şi adîncimea de aşchiere. Mărimile practice ale acestor parametri sînt determinate, în stadiul actual al ştiinţei, printr-un compromis între valorile obţinute teoretic şi cele experimentale.

Importanţa ambelor metode, teoretică şi experimentală, este de netăgăduit în obţinerea unor date cît mai corespunzătoare realităţii, fapt care impune ca cercetarea teoretică şi experimentală în acest domeniu să fie continuată şi extinsă.

În studiile pe acest teren, autorul s-a lovit mereu de lipsa unei definiţii corespunzătoare a avansului şi în special a noţiunii viteză de avans.

În literatura universală de specialitate, avansul este definit ca mărimea *s* a aşchiei (fig. 1) în diferite procese de aşchiere (strunjire, frezare, găurire etc.).

Pe de altă parte, aceeaşi literatură de specialitate precizează că avansul *s* se măsoară în mm/dinte, mm/c.d., mm/rot sau în mm/min.

Dacă la prima vedere s-ar părea că reprezentarea grafică a avansului nu ridică probleme, cu toate că există deosebiri esenţiale între dimensiunea denumită avans în cazul strunjirii şi aceeaşi dimensiune în cazul frezării, este evident că unitatea de măsură a avansului pune sub semn de întrebare natura sa.

În adevăr, dacă avansul se măsoară în mm/dinte, dimensional avansul este un spaţiu, o lungime, iar dacă avansul se măsoară în mm/min, avansul este o viteză. Cele două naturi simultane ale avansului, spaţiu şi viteză, sînt incompatibile.

Pe de altă parte însă, atît în literatura de specialitate, cît şi în vorbirea curentă se foloseşte şi noţiunea de viteză de avans, care evident se măsoară în mm/min.

Dacă avansul este definit ca în figura 1, deci ca un spaţiu condiţionat de procesul de aşchiere, viteza de avans este şi ea un parametru al procesului de aşchiere?

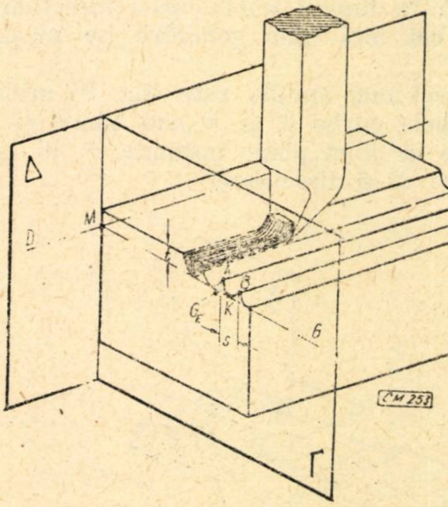


Fig. 1

Răspunsul pare a fi uşor de dat, deoarece în formulele procesului de aşchiere intervine numai avansul *s* şi nicidecum viteza de avans; ca urmare, aceasta din urmă nu este un parametru al procesului de aşchiere. Totuşi, în unele procese de prelucrare, ca de exemplu la frezare, strunjire etc., se foloseşte noţiunea de viteză de avans.

★

În cele ce urmează, autorul va încerca să redea pe scurt concluziile la care a ajuns în această problemă și criteriile pe care se bazează aceste concluzii.

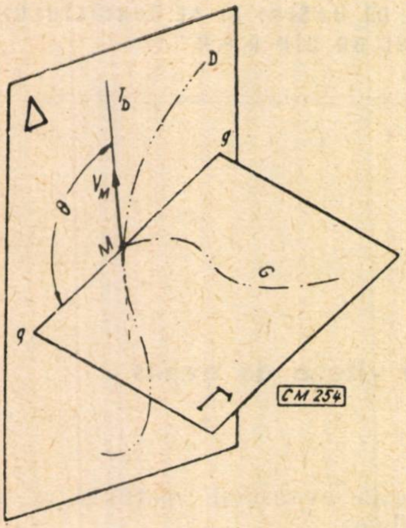


Fig. 2

Prelucrarea suprafețelor pe mașinile-unelte constă în fond în generarea acestor suprafețe prin procesul de așchiere.

Din punct de vedere matematic, generarea unei suprafețe poate fi obținută prin mai multe moduri, dintre care acela în care suprafața este obținută prin deplasarea unei curbe generatoare G în lungul unei curbe directoare D convine cel mai bine generării pe mașinile-unelte.

Cazul cel mai simplu este (fig. 2) acela în care ambele curbe G și D sînt plane și deci conținute în două plane normale, Γ al generatoarei și Δ al directoarei.

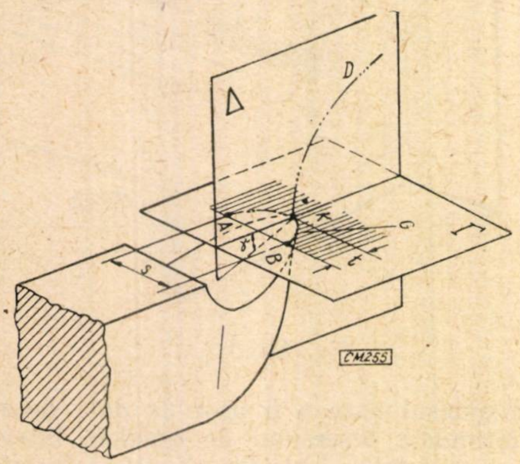


Fig. 3

Curba generatoare G este muchia așchietoare a sculei, dacă unghiul de degajare γ este nul, sau proiecția acestei muchii pe planul Γ al generatoarei, dacă γ este diferit de zero (fig. 3).

Mărimea curbei generatoare G poate fi delimitată în acest caz prin dimensiunile s și t, denumite după cum se știe avans și adîncime de așchiere.

Suprafața generată astfel are în secțiune forma AKB, iar în lungime forma directoarei D, de exemplu, circulară în cazul strunjirii și rectilinie în cazul rabotării.

Forma AKB a generatoarei poate fi oarecare, determinată de profilul sculei. Ea este limitată ca mărime datorită dificultăților de confecționare și întreținere a unor scule cu tăișul de dimensiuni mari, cum și datorită faptului că efortul de așchiere crește o dată cu mărirea muchiei așchietoare.

Din aceste cauze se folosesc în mod curent generatoare generate (fig. 4); se poate considera că ele sînt generate de vîrful punctiform K al sculei, prin deplasare în lungul generatoarei G din planul său. În acest caz, apar două probleme privind legătura dintre generarea teoretică și cea reală.

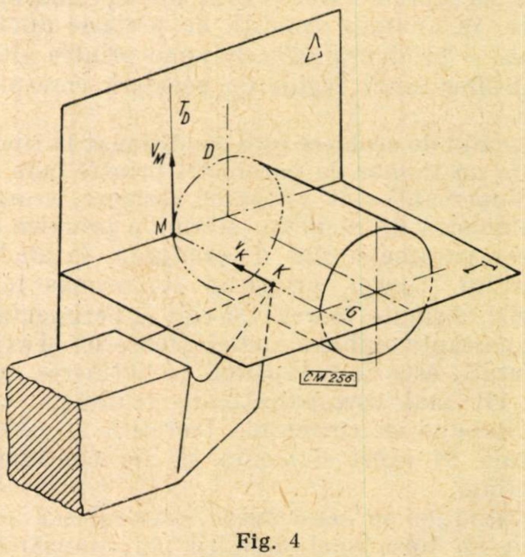


Fig. 4

În primul rînd, punctul teoretic K, fiind în realitate vîrful sculei, este o mică generatoare, de obicei de formă curbă, pe care o vom denumi generatoare elementară G_E.

În al doilea rînd, punctul K, și deci generatoarea elementară G_E, trebuie să se deplaseze în lungul generatoarei G, deci trebuie să aibă o mișcare cu o viteză v_K; asupra acestei mărimi se va insista puțin.

Din punctul de vedere cinematic al generării generatoarei G, viteza v_K a punctului K poate fi oricare ca mărime și sens, și variabilă sau nu.

Din punctul de vedere al procesului de așchiere s-ar părea că viteza acestui punct K, și deci a generatoarei elementare G_E, ar trebui să fie constantă, pentru a se obține mereu aceeași mărime a avansului s, în scopul realizării unei suprafețe de rugozitate uniformă.

În modul acesta apare noţiunea de viteză de avans, care, după cum rezultă, trebuie să fie constantă ca mărime, datorită procesului de aşchiere. Noţiunea este folosită în acest sens, de exemplu, la strunjire, frezare şi în alte cazuri.

Dar, în contradicţie cu această noţiune legată astfel de procesul de aşchiere, vin un număr de argumente bine cunoscute, ca:

— viteza de avans nu intervine în expresiile din teoria aşchierii;

— prelucrarea pe maşinile-unelte se poate face folosind un avans periodic (cazul strungurilor grele cu avans prin mecanism cu clichet, avans manual, etc.);

— pe numeroase maşini-unelte, ca cele de rabotat, rectificat şi altele, avansul nu poate fi decît periodic şi deci nu se poate lua în considerare o viteză de avans, care ar interveni în procesul de aşchiere;

— în fine, în unele cazuri nici nu poate fi vorba de o viteză de avans, de exemplu, la broşare.

★

După părerea autorului, toate aceste contradicţii se pot elimina folosind noţiunea de *ciclu tehnologic de aşchiere* (fig. 5), care constă în două faze distincte: faza de aşchiere, pe durata de timp T_a, în care are loc procesul de aşchiere, şi faza de pauză, pe durata de timp T_p, în care nu se produce procesul de aşchiere.

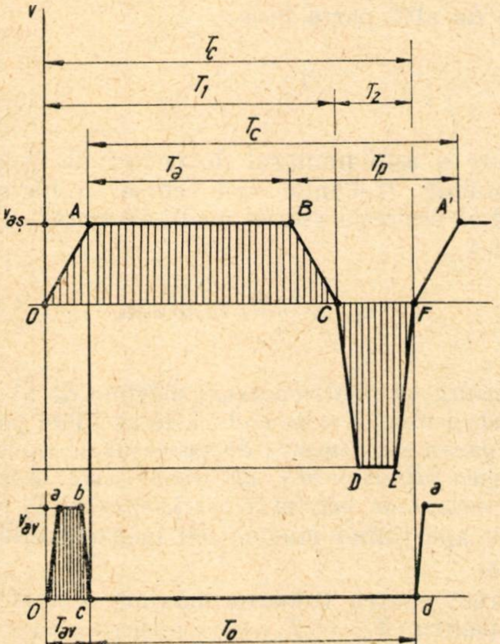


Fig. 5

Ciclul tehnologic de aşchiere apare ca o necesitate, datorită faptului că directoarea pe care se deplasează generatoarea — lungimea de aşchiere — este o mărime finită, determinată de dimensiunile piesei.

Astfel, la rabotare, ciclul tehnologic de aşchiere se produce pe durata unei curse duble, dintre care una pentru faza de aşchiere, cealaltă pentru faza de pauză (înapoierea sculei). La frezare, ciclul tehnologic de aşchiere se produce la o rotaţie a piesei şi constă în faza de aşchiere care are loc pentru un unghi de rotaţie φ_c (fig. 6) corespunzător unghiului dintre intrarea şi ieşirea unui dinte din material. La strunjire, faza de aşchiere are aceeaşi mărime ca şi întregul ciclu tehnologic de aşchiere, deoarece cuţitul se află continuu în contact cu piesa. Deci, la strunjire, faza de pauză este nulă.

Realizarea procesului de aşchiere în fiecare ciclu tehnologic implică evident realizarea condiţiilor de aşchiere, adică a dimensiunilor secţiunii aşchiei: avansul s şi adîncimea de aşchiere t, cum şi a vitezei de aşchiere.

Considerînd viteza de aşchiere realizabilă oricînd, se va analiza modul de obţinere a celor două dimensiuni s şi t.

În cadrul fiecărui ciclu tehnologic, de obicei în faza de pauză, atunci cînd scula nu se află în contact cu piesa, este necesar ca poziţia relativă a acestora să asigure obţinerea unei noi dimensiuni s sau t pentru viitoarea aşchie de material ce trebuie îndepărtată (fig. 1).

În acest scop, este necesar să se *poziţioneze* scula în raport cu piesa printr-o mişcare de poziţionare, care evident implică o viteză de poziţionare.

Mişcarea de poziţionare efectuată cu viteza de poziţionare consumă un timp de poziţionare T_{av} care face parte integrantă din timpul ciclului tehnologic, fiind mai mic decît timpul fazei de pauză T_p.

Ca exemplificare, în cazul rabotării (fig. 5), poziţionarea sculei în raport cu piesa, deci realizarea avansului s, se face pe o mică porţiune a cursei de lucru Oc, mai înainte ca scula să ia contact cu piesa (punctul A).

În acest caz, viteza de poziţionare este determinată de mărimea avansului s şi de timpul T_{av} disponibil pentru a realiza deplasarea egală cu avansul s. Această viteză de poziţionare nu este altceva decît *viteza de avans* v_{av}.

În acest caz, mărimea vitezei de avans este dată de cîtul dintre avansul s şi timpul corespunzător. Ea este însă o viteză medie, deoarece viteza de avans trebuie să varieze de la zero, în momentul începerii mişcării de avans, să treacă printr-un maxim şi să revină la zero în momentul terminării mişcării de avans. Rezultă că *viteza de avans este variabilă, modul de variaţie a ei depinzînd de caracteristicile cinematice ale mecanismului care asigură mişcarea de avans.*

Nu în toate cazurile se poate realiza mişcarea de avans în faza de pauză a ciclului tehnologic, fie din cauză că durata acestei faze este foarte mică, ca de exemplu la frezare, fie că durata ei este nulă, ca în cazul strunjirii sau al găuririi.

La frezare (fig. 6), durata fazei de aşchiere, corespunzătoare rotirii frezei cu unghiul φ_c atît timp cît un dinte se află în contact cu materialul, este foarte mică în raport cu durata ciclului tehnologic de aşchiere corespunzător unei rotaţii a frezei. În acest caz, poziţionarea, avansul ar trebui realizate de n ori pe minut, pentru fiecare dinte, n fiind numărul de rotaţii pe minut ale frezei. Cum freza are z_S dinţi, numărul de poziţionări pe minut corespunde produsului nz_S, care în general este foarte mare. Astfel pentru o freză cu 12 dinţi, care face 100 rot/min, sînt necesare 1 200 poziţionări pe minut, ceea ce corespunde unui timp disponibil de 1/20 dintr-o secundă, pentru realizarea unei poziţionări, adică pentru realizarea mărimii avansului s. Mecanisme care să realizeze astfel de performanţe nu sînt utilizabile din punct de vedere economic.

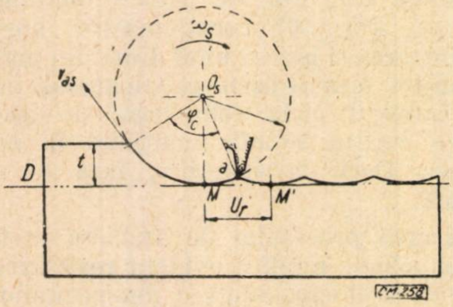


Fig. 6

Din aceste cauze, mişcarea de poziţionare se face la frezare în mod continuu, cu o viteză de poziţionare constantă, deci cu o viteză de avans constantă.

Similar, în cazul strunjirii, faza de pauză neexistînd, mişcarea de poziţionare este în majoritatea cazurilor o mişcare cu o viteză constantă.

În fine, în cazul broşării, mişcarea de poziţionare pentru realizarea avansului s sau t nu există, deoarece poziţionarea se obţine prin supraînălţarea dinţilor încă de la construcţia sculei. Deci în acest caz nu se poate vorbi de o viteză de avans.

Cazuri similare se întîlnesc la scule ca tarodul, filiera şi altele.

★

Din punct de vedere analitic cele expuse se pot exprima după cum urmează. Mişcarea de poziţionare ciclică se realizează printr-o mişcare de avans care poate avea loc pe o durată de timp T_{av}, mai mică sau cel mult egală cu timpul T_C al unui ciclu tehnologic.

Viteza de poziţionare, denumită viteză de avans, se va exprima prin :

$$v_{av} = \frac{s}{T_{av}}, \text{ mm/min},$$

în care s este mărimea avansului.

Datorită periodicităţii poziţionării, viteza de avans este variabilă, mărimea sa în momentul iniţial şi final al mişcării fiind zero, între acestea ea avînd şi o valoare maximă (a, b în fig. 5); modul de variaţie $Oabc$ depinde de caracteristicile cinematice ale mecanismelor din lanţul cinematic de avans. Ca urmare, această expresie determină viteza medie de avans.

Timpul T_{av} în care se produce mişcarea de avans este mai mic sau cel mult egal cu durata T_C a ciclului tehnologic de aşchiere, astfel că funcţie de acesta se poate exprima prin :

$$T_{av} = k\, T_C,$$

în care coeficientul k poate varia între zero şi unitate.

Pe de altă parte însă :

$$T_C = \frac{1}{n},$$

în care n este numărul de cicluri de aşchiere pe minut (rot/min sau curse duble/min), astfel că expresia vitezei medii de avans capătă forma :

$$v_{av} = \frac{s \cdot n}{k}, \text{ mm/min.}$$

Rezultă că pentru aceeaşi mărime de avans s şi acelaşi număr n de cicluri de aşchiere pe minut, parametri impuşi de procesul de aşchiere, *mărimea vitezei medii de avans este determinată numai de mărimea coeficientului* k, parametru aparţinînd cinematicii mecanismului de avans.

Astfel, pentru valoarea maximă a sa $k = 1$, deci pentru $T_{av} = T_C$, cînd mişcarea de avans se produce pe toată durata ciclului, viteza de avans este constantă, avansul fiind denumit avans continuu. Pentru k între 1 şi 0, T_{av} este mai mic decît T_C, avansul este periodic, iar viteza de avans este variabilă. Cazul extrem $k = 0$ determină pentru această expresie o viteză de avans teoretic infinită, datorită timpului T_{av} care este nul şi faptului că avansul s există, materializat prin supraînălţarea dinţilor succesivi ai sculei, ca de exemplu la broşă, tarod, filieră etc. Cazul extrem $k = 0$ justifică în acelaşi timp cauza pentru care maşinile-unelte respective nu au lanț cinematic de avans : lipsa necesității unei mișcări de avans.

★

Din această succintă expunere privind definirea avansului și vitezei de avans se pot trage următoarele concluzii :

— avansul este distanța dintre două poziții succesive ale sculei în raport cu piesa, determinată de un ciclu tehnologic de așchiere ; avansul este deci un spațiu și nu o viteză ; el se măsoară în milimetri pe ciclu de așchiere ;

— viteza de avans este viteza cu care se face poziționarea sculei în raport cu piesa ; mărimea vitezei de avans și modul de variație a ei sînt condiționate de cinematica și dinamica mecanismelor care realizează poziționarea dintre sculă și piesă în cadrul fiecărui ciclu tehnologic de așchiere.

Ea nu este condiționată direct de procesul de așchiere, însă poate să-l influențeze în ceea ce privește uniformitatea rugozității numai în cazul în care mișcarea de poziționare (de avans) se produce concomitent cu mișcarea de așchiere.

Autorul consideră că aceste precizări ale noțiunilor de avans și viteză de avans contribuie la corectarea terminologiei științifice a acestui domeniu, la eliminarea afirmațiilor că avansul este în același timp spațiu și viteză, cum și la precizarea faptului că viteza de avans este legată de noțiunea de ciclu de așchiere, ciclu caracteristic fiecărui gen de mașină-unealtă.

CZ 621.9-434

Asupra posibilității de prelucrare a profilelor circulare utilizîndu-se cuțite-disc cu profil în arc de cerc

ION LĂZĂRESCU și GLIGOR ABRUDAN

Metoda obișnuită pentru stabilirea profilului cuțitelor profilate constă în determinarea coordonatelor unor puncte ale profilului sculei, în funcție de coordonatele punctelor corespunzătoare de pe profilul piesei. Se înlocuiește apoi profilul teoretic astfel stabilit printr-un profil aproximativ format din arce de cerc, în limitele toleranțelor admise.

Această metodă se aplică în mod general, chiar și în cazul unor profile particulare care ar permite procedee de calcul și de execuție mai simple și deci mai ieftine și mai precise.

În cele ce urmează se va considera unul dintre aceste cazuri particulare : prelucrarea profilelor circulare, întîlnite des în practică (de exemplu la rulmenți). Se va arăta posibilitatea utilizării unor cuțite simple cu profil în arc de cerc, în cadrul erorilor „torice"[*] permise de condițiile tehnice.

Ipoteza de la care se pleacă este aceea că se poate stabili raza profilului cuțitului disc, care materializează un tor, astfel încît erorile teoretice admise în planul de generare a profilului (fața de degajare a sculei) să fie minime și încadrate în limitele admise.

Se va considera atît prelucrarea exterioară, cît și cazul prelucrării interioare.

Prelucrarea profilelor exterioare. Fie de prelucrat o piesă cu profil circular, de rază R_p (secțiunea N-N, fig. 1). Secțiunea corespunzătoare planului de generare a profilului piesei (vedere din V) arată că profilul cuțitului din această secțiune va trebui să treacă prin punctele M_{I}, M_3 și M_{II}, bine determinate. Se va stabili profilul acestuia plecîndu-se de la condiția pusă.

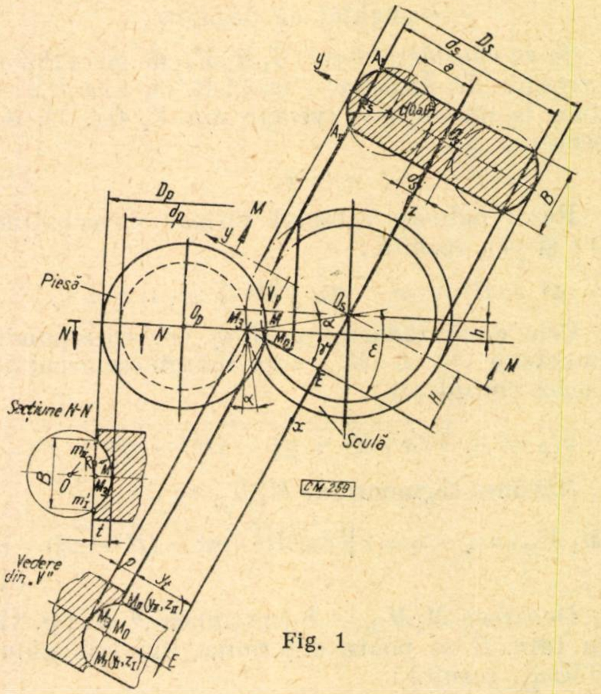


Fig. 1

Fie profilul cuțitului după un arc de cerc, cu raza R_s (secțiunea M-M). Ecuația cercului corespunzător profilului cuțitului, cuprins în planul yO_sz, cu centrul $C\,(o,\ a,\ o)$, este :

$$y^2 + z^2 - 2\,ay + a^2 - R_s^2 = 0 \tag{1}$$

$$x = 0,$$

---

[*] Denumire adoptată de autori.

în care:

$$a = \frac{D_s}{2} - R_s; \qquad (2)$$

D_s — diametrul exterior al cuţitului disc.

Rotindu-se acest cerc în jurul axei O_sz, se generează un tor de ecuaţie:

$$x^2 + y^2 + z^2 - 2a\sqrt{x^2 + y^2} + a^2 - R_s^2 = 0.$$

Se poate scrie:

$$a^2 - R_s^2 = c, \qquad (3)$$

în care, conform ecuaţiei (2), se găseşte:

$$c = \frac{D_s^2}{4} - D_s \cdot R_s. \qquad (4)$$

Luînd în considerare relaţia (3), ecuaţia torului devine:

$$x^2 + y^2 + z^2 - 2a\sqrt{x^2 + y^2} + c = 0. \qquad (5)$$

Secţionîndu-se torul cu un plan corespunzător feţei de degajare (planul de generare a profilului piesei), paralel cu yO_sz, la distanţa $x = H$ de aceasta, se găseşte:

$$H^2 + y^2 + z^2 - 2a\sqrt{H^2 + y^2} + c = 0, \qquad (6)$$

în care:

$$H = \frac{D_s}{2}\sin\varepsilon;$$

$$\varepsilon = \alpha + \gamma;$$

α — unghiul de aşezare;

γ — unghiul de degajare.

Se va considera arcul $M_IM_3M_{II}$ de pe curba *3*, mărginit de dreapta — paralelă cu axa O_sz — dusă la distanţa y_t (vedere din *V*, fig. 1), de ecuaţie:

$$y = y_t. \qquad (7)$$

Rezolvîndu-se sistemul format de ecuaţiile (6) şi (7), rezultă:

$$z^2 + H^2 + y_t^2 - 2a\sqrt{H^2 + y_t^2} + c = 0.$$

Cele două rădăcini z_1 şi z_2 vor corespunde punctelor M_I şi M_{II}, care mărginesc arcul de curbă considerat:

$$z_{1,2} = \pm\sqrt{2a\sqrt{H^2 + y_t^2} - (H^2 + y_t^2) - c}.$$

Mărimea segmentului M_IM_{II} va fi:

$$M_IM_{II} = z_2 - z_1 = 2\sqrt{2a\sqrt{H^2 + y_t^2} - (H^2 + y_t^2) - c}. \qquad (8)$$

Deoarece $M_IM_{II} = B$ (secţiunea *N-N*, fig. 1), în care *B* se poate determina din triunghiul OMm'_{II}, rezultă:

$$M_IM_{II} = B = 2\sqrt{t(2R_p - t)}, \qquad (9)$$

în care:

B este lăţimea profilului prelucrat;

t — adîncimea profilului prelucrat;

R_p — raza de curbură a profilului piesei.

Egalînd relaţiile (8) şi (9) rezultă:

$$t(2R_p - t) = 2a\sqrt{H^2 + y_t^2} - (H^2 + y_t^2) - c. \qquad (10)$$

Valoarea lui y_t^2 se poate deduce din triunghiul M_0EO_s:

$$y_t^2 = \left(\frac{d_s}{2}\right)^2 - H^2. \qquad (11)$$

Diametrul d_s este diametrul interior al cuţitului (corespunzător punctului extrem al profilului cuţitului) şi se poate calcula cu formula:

$$d_s = 2\sqrt{\left(\frac{D_s}{2} - p\cos\varepsilon\right)^2 + (p\sin\varepsilon)^2},$$

în care:

$$p = \frac{D_p}{2}\cdot\frac{\sin\psi}{\sin\gamma};$$

$$\psi = \gamma - \zeta; \qquad (12)$$

$$\sin\zeta = \frac{d_p}{D_p}\sin\gamma;$$

D_p — diametrul exterior al piesei prelucrate;

d_p — diametrul interior al piesei (corespunzător punctului interior al profilului piesei).

Înlocuindu-se relaţia (11) în (10) şi ţinîndu-se seamă de relaţiile (2) şi (4), se poate găsi valoarea lui R_s:

$$R_s = \frac{1}{4}(D_s - d_s) + \frac{t(2R_p - t)}{D_s - d_s}. \qquad (13)$$

O dată stabilită raza profilului cuţitului R_s, se poate trece la calculul abaterilor teoretice introduse în generarea profilului piesei. Pentru aceasta se va considera un punct curent P_x de pe faţa de degajare a cuţitului, cu corespondentul său Q_x pe profilul cuţitului, situat la adîncimea t_x (fig. 2).

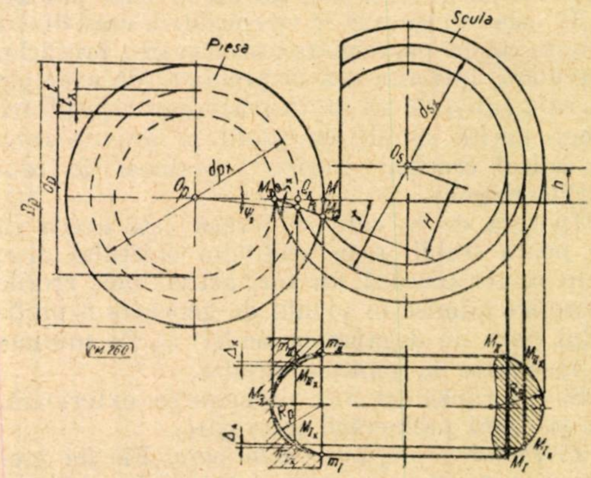


Fig. 2

În figura 2 apar abaterile profilului prelucrat față de profilul prescris.

În punctul P_x, lățimea profilului piesei va fi dată de relația (9):

$$m_{I_x} m_{II_x} = B_x = 2\sqrt{t_x (2R_p - t_x)}, \qquad (14)$$

în care $t_x = M_3 N_x = t\left(1 - \frac{i}{n}\right)$. (15)

S-a notat:

n — numărul de zone în care se împarte secțiunea radială a profilului piesei;

i — numărul zonei considerate pentru calculul abaterii.

Pe de altă parte, în punctul P_x, lățimea cuțitului va fi, conform relației (8):

$$M_{I_x} M_{II_x} = 2\sqrt{2a\sqrt{H^2 + y^2_{t_x}} - (H^2 + y^2_{t_x}) - c}, \qquad (16)$$

în care, din relația (11), se deduce:

$$y^2_{t_x} = \left(\frac{d_{s_x}}{2}\right)^2 - H^2, \qquad (17)$$

d_{s_x} fiind diametrul cuțitului corespunzător punctului P_x (fig. 2), determinat cu expresia (12):

$$d_{s_x} = 2\sqrt{\left(\frac{D_s}{2} - p_x \cos \varepsilon\right)^2 + (p_x \sin \varepsilon)^2},$$

în care:

$$p_x = \frac{D_{p_x}}{2} \cdot \frac{\sin \psi_x}{\sin \gamma};$$

$$\psi_x = \gamma - \zeta_x; \qquad (18)$$

$$\sin \zeta_x = \frac{d_p}{D_{p_x}} \sin \gamma;$$

$$\frac{D_{p_x}}{2} = \frac{D_p}{2} - i\frac{t}{n}.$$

Luînd în considerare relațiile (2), (4) și (17), expresia (16) devine:

$$M_{I_x} M_{II_x} = \sqrt{(D_s - d_{s_x})\,[4R_s - (D_s - d_{s_x})]}. \qquad (19)$$

Abaterea transversală a profilului piesei față de profilul prescris în punctul P_x va fi dată de diferența valorilor (14) și (19). Considerîndu-se abaterea pe o parte a profilului, se găsește:

$$\Delta_x = m_{I_x} M_{I_x} = m_{II_x} M_{II_x} = \frac{m_{Ix}\, m_{IIx} - M_{Ix}\, M_{IIx}}{2}$$

sau:

$$\Delta_x = \sqrt{t_x (2R_p - t_x)} - \frac{1}{2}\sqrt{(D_s - d_{s_x})\,[4R_s - (D_s - d_{s_x})]}. \qquad (20)$$

Se poate calcula abaterea radială a profilului prelucrat față de profilul prescris (fig. 3):

$$\Delta_{x_R} = R - O M_{II_x} = R - \sqrt{OT^2 + TM^2_{IIx}}. \qquad (21)$$

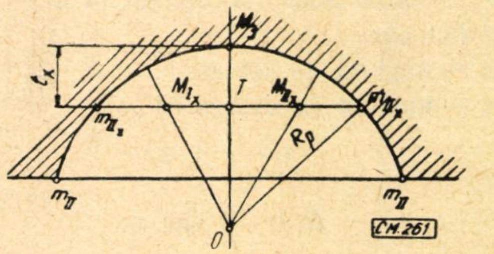


Fig. 3

Deoarece:

$$OT = R_p - t_x,$$

$$TM_{II_x} = \frac{M_{Ix}\, M_{IIx}}{2},$$

relația (21) devine:

$$\Delta_{x_R} = R - \sqrt{(R_p - t_x)^2 + \left(\frac{M_{Ix} M_{IIx}}{2}\right)^2}. \qquad (22)$$

Prelucrarea profilelor interioare. Determinarea razei de curbură a profilului cuțitului R_s se desfășoară în mod similar ca în cazul prelucrării exterioare (fig. 4):

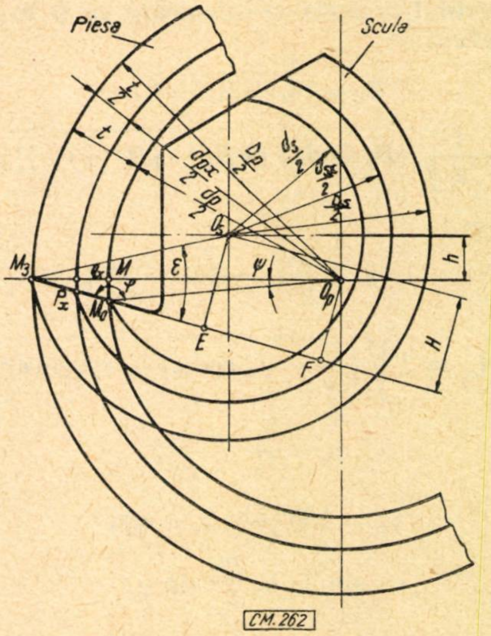


Fig. 4

$$R_s = \frac{1}{4}(D_s - d_s) + \frac{t\,(2R_p - t)}{D_s - d_s}, \qquad (23)$$

în care:

R_s este raza profilului cuțitului;

R_p — raza profilului piesei;

D_s — diametrul exterior al cuțitului profilat;
d_s — diametrul interior al cuțitului profilat;
D_p — diametrul maxim al profilului piesei;
d_p — diametrul minim al profilului piesei;
t — adîncimea profilului prelucrat ($t = M_3M$).

De asemenea:

α — unghiul de așezare;
γ — unghiul de degajare;

$$\varepsilon = \alpha + \gamma;$$

$$H = \frac{D_s}{2} \sin \varepsilon;$$

$$h = \frac{D_s}{2} \sin \alpha;$$

$$p = M_3M_0 = \frac{d_p}{2} \cdot \frac{\sin \psi}{\sin \gamma}; \; \psi = 180^\circ - (\zeta + \gamma);$$

$$\sin \gamma = \frac{D_p}{d_p} \sin \gamma;$$

$$d_s = 2 \sqrt{\left(\frac{D_s}{2} - p \cos \varepsilon\right)^2 + (p \sin \varepsilon)^2}.$$

Abaterea transversală a profilului piesei față de profilul prescris se calculează ca și în cazul precedent:

$$\Delta_x = \sqrt{t_x (2 R_p - t_x)} - \frac{1}{2} \sqrt{(D_s - d_{s_x}) [4 R_s - (D_s - d_{s_x})]}, \quad (24)$$

în care:

$$t_x = \overline{M_3N_x} = t\left(1 - \frac{i}{n}\right);$$

$$d_{s_x} = 2 \sqrt{\left(\frac{D_s}{2} - p_x \cos \varepsilon\right)^2 + (p_x \sin \varepsilon)^2};$$

$$p_x = \frac{d_{p_x}}{2} \cdot \frac{\sin \psi_x}{\sin \gamma};$$

$$\psi_x = 180^\circ - (\zeta_x + \gamma);$$

$$\sin \zeta_x = \frac{D_p}{d_{p_x}} \sin \gamma;$$

$$\frac{d_{p_x}}{2} = \frac{d_p}{2} + t \frac{i}{n}.$$

Abaterea radială a profilului piesei, față de profilul prescris, va fi:

$$\Delta_{x_R} = R_p - \sqrt{(R_p - t_x)^2 + \left(\frac{M_{Ix} M_{IIx}}{2}\right)^2}. \quad (25)$$

Discuții. 1) Considerîndu-se rulmenții radiali cu bile executați de Uzina „Rulmentul"-Brașov, s-au calculat valorile razei cuțitelor profilate R_s pentru $D_s = 40$ și 50 mm, $\alpha = 8^\circ$ și $\gamma = 15^\circ$:

— pentru toate cazurile, $R_s > R_p$;
— pentru $R_p = \text{const.}$ și $t = \text{const.}$ R_s scade o dată cu creșterea lui D_p.

2) Considerîndu-se rulmentul tip 411 (cu raza de curbură și adîncimea profilului maxime, în raport cu ceilalți rulmenți), s-a analizat valoarea abaterilor de profil intervenite, pentru diferite zone ale profilului, pentru cazul $D_s = 50$ mm, $\alpha = 8^\circ$ și $\gamma = 15^\circ$. S-a găsit:

$$\Delta_{x_{R\,max}} = 0{,}00514 \text{ mm}.$$

De asemenea, rezultă că abaterea de profil maximă $\Delta_{x_{R\,max}}$ se găsește în imediată apropiere de jumătatea adîncimii profilului. Considerînd abaterea de profil maximă la adîncimea profilului $t_x = \frac{t}{2}$, se introduce o eroare teoretică de 0,00063 mm, ceea ce, practic, pentru operația de strunjire, se poate neglija. Ca urmare, în considerațiile făcute în continuare, se va lua $\Delta_{x_{R\,max}}$ corespunzător lui $t_x = \frac{t}{2}$.

3) Considerîndu-se diferite valori pentru D_p (respectiv $D_p = 15, 20, 25, 30, 35, 40, 50, 60, 70$ și 80 mm) și luîndu-se $t = 6$ mm, $D_s = 40$ mm, $\alpha = 8^\circ$ și $\gamma = 15^\circ$, s-au calculat valorile lui R_s (tabela 1, fig. 5).

Tabela 1

D_p, mm	R_p, mm	t, mm	D_s, mm	α	γ	R_s, mm	t_x, mm	Δ_{x_R}, mm
15	10	6	40	8°	15°	10,507	3	0,03696
20						10,474		0,0289
25						10,454		0,0262
30						10,444		0,0251
35						10,431		0,0244
40						10,424		0,0242
50						10,413		0,0241
60						10,406		0,0241
70						10,403		0,0240
80						10,399		0,0240

Se observă că, o dată cu creșterea lui D_p, R_s scade, ca și în cazul anterior.

4) Considerîndu-se aceleași cazuri ca la punctul precedent și luîndu-se D_x la mijlocul zonei profilului $\left(\text{respectiv } t_x = \frac{t}{2} = 3 \text{ mm}\right)$, adică $D_x = 9, 14, 19, 24, 29, 34, 44, 54, 64$ și 74 mm (tabela 1, fig. 5), se vede că:

— eroarea radială Δ_{x_R} scade o dată cu creșterea diametrului piesei D_p;
— pe măsură ce D_s este mai mare decît D_p, eroarea radială devine din ce în ce mai mică, ajungînd, la un moment dat, ca diametrul D_s să nu mai influențeze asupra erorii radiale Δ_{x_R}.

În figura 5 apare variația razei cuțitului profilat R_s și a erorii radiale Δ_{x_R} în funcție de valoarea diametrului maxim al piesei D_p (pentru $t = 6$ mm, $D_s = 40$ mm, $\alpha = 8°$, $\gamma = 15°$), conform tabelei 1.

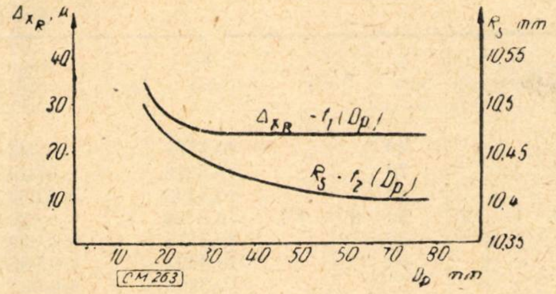


Fig. 5

5) Luîndu-se $D_p = 40$ mm, $t = 6$ mm, $R_p = 10$ mm, $D_s = 40$ mm, $\alpha = 8°$, iar pentru γ dîndu-se valorile $-15°$, $-10°$, $-5°$, $0°$, $+5°$, $+10°$, $+15°$, $+20°$, $+25°$ și $+30°$, se vede că (tabela 4, fig. 6) :

— raza R_s crește o dată cu creșterea lui γ;

— la început $R_s < R_p$, apoi $R_s > R_p$ (fig. 6).

Tabela 2

D_p, mm	R_p, mm	t, mm	D_s, mm	α	γ	R_s, mm	t_x, mm	Δ_{x_R}, mm
40	10	6	40	8°	−15°	9,9478	3	−0,01260
					−10°	9,9611		−0,01138
					− 5°	9,9971		−0,00331
					0°	10,0568		+0,00723
					5°	10,1435		+0,01525
					10°	10,2627		+0,02103
					15°	10,4243		+0,02421
					20°	10,6415		+0,02311
					25°	10,9364		+0,01598
					30°	11,3436		−0,00062

6) Considerîndu-se $D_p = 40$ mm, $R_p = 10$ mm, $t = 3$ mm (respectiv $D_{v_x} = 34$ mm), $\alpha = 8°$ și γ variabil (cazul precedent), se vede că (tabela 2, fig. 6) :

— eroarea radială variază astfel că se poate găsi un unghi de degajare γ optim pentru care eroarea este minimă.

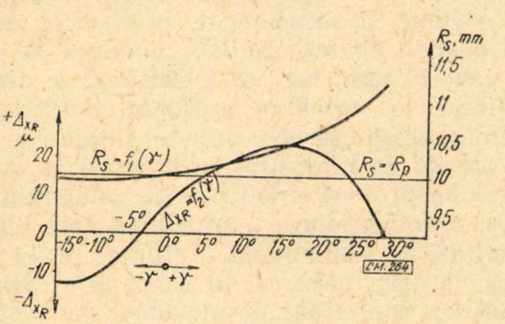


Fig. 6

7) Urmărind influența adîncimii de așchiere t asupra razei sculei R_s și asupra erorii radiale Δ_{x_R} (tabela 3, fig. 7), se vede că :

— raza R_s scade pe măsură ce adîncimea de așchiere t crește, ajungînd ca, pentru $t = R_p$, să se obțină valoarea minimă a razei R_s;

— eroarea radială Δ_{x_R} crește o dată cu creșterea adîncimii de așchiere t;

— pentru $t > \frac{60}{100} R_p$, eroarea radială Δ_{x_R} crește pronunțat; deci pentru aceste cazuri se recomandă proiectarea prin puncte a profilului cuțitului sau utilizarea altor tipuri de cuțite care nu introduc erori sau introduc erori minime.

Tabela 3

D_p, mm	R_p, mm	t, mm	D_s, mm	α	γ	R_s, mm	t_x, mm	Δ_{x_R}, mm
40	10	2	40	8°	15°	10,5089	1	−0,00026
		4				10,4885	2	+0,00445
		6				10,4243	3	+0,002421
		8				10,3035	4	+0,07302
		10				10,1061	5	+0,17226

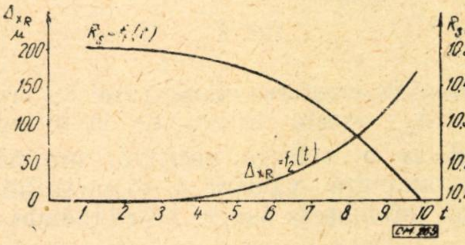


Fig. 7

8) Din tabela 6 și figura 8 rezultă că :

— raza R_s crește aproape proporțional cu R_p;

— eroarea radială Δ_{x_R} ia valori la început pozitive pentru cazul considerat (fig. 8), $R_p > 15$ mm, eroarea radială ia valori negative, scăzînd foarte pronunțat și deci metoda de calcul propusă pentru R_s este valabilă numai pentru $R_p \leqslant 15$ mm.

Tabela 4

D_p, mm	R_p, mm	t, mm	D_s, mm	α	γ	R_s, mm	t_x, mm	Δ_{x_R}, mm
40	2	1,2	40	8°	15°	2,0477	0,6	+0,00789
	5	3				5,1489	1,5	+0,01775
	10	6				10,4243	3	+0,02421
	15	9				15,9127	4,5	+0,00294
	20	12				21,8040	6	−0,08631
	25	15				28,5401	7,5	−0,34186

$t = R_p \frac{60}{100}$, %.

9) Urmărindu-se influența diametrului cuțitului D_s asupra razei R_s și în special asupra erorii radiale Δ_{x_R} (tabela 5, fig. 9), se observă că :

— o dată cu creşterea diametrului D_s, la început, raza R_s scade foarte mult, apoi, pentru o anumită valoare a lui D_s, raza R_s scade foarte puţin;

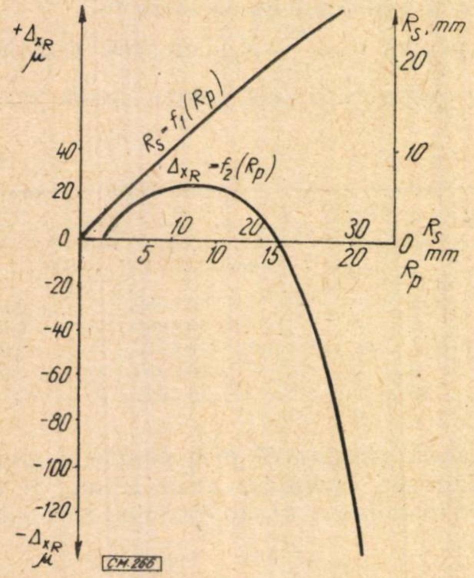


Fig. 8

— o dată cu creşterea diametrului D_s, eroarea radială Δ_{x_R} creşte brusc, de la o valoare negativă la o valoare pozitivă, urmînd ca peste o anumită valoare a diametrului D_s, să nu mai influenţeze asupra erorii radiale Δ_{x_R}; rezultă că există o valoare a diametrului D_s pentru care eroarea radială Δ_{x_R} se anulează, valoare ce se poate găsi prin derivarea relaţiei (20) în raport cu diametrul D_s; expresia obţinută este complicată şi greu accesibilă în practică — propunîndu-se, ca urmare, o relaţie simplificată (care introduce erori teoretice de ordinul micronilor):

$$D_s = \frac{R_p + t}{1 - \sin \varepsilon} - A, \tag{26}$$

în care:

$$A = 0, \text{ pentru } t \leqslant \frac{60}{100} R_p, \ t \leqslant \frac{d_1}{2} \quad R_p \leqslant 10 \text{ mm};$$

$$A = 3{,}5 \left(t - \frac{d_1}{2} \right) \sin \gamma, \text{ pentru } t > \frac{d_1}{2}, \ 10 < $$
$$< R_p \leqslant 15 \text{ mm}.$$

Din calculele făcute pentru $D_p = 20 \dots 80$ mm, $R_s = 5 \dots 20$ mm, $t = \frac{60}{100} R_p \%$, $\gamma = 5 \dots 20°$, $\alpha = 8° = \text{const.}$, s-a găsit o eroare radială cuprinsă în intervalul $\Delta_{x_R} = -0{,}01768 \dots + 0{,}00816$ mm (valorile maxime rezultînd pentru diametrul piesei D_p minim, iar valorile minime pentru D_p maxim). Erorile obţinute se încadrează în precizia operaţiei de strunjire, astfel încît practic se pot neglija.

Concluzii. Metoda propusă în legătură cu utilizarea cuţitelor-disc cu profil în arc de cerc, pentru prelucrarea profilelor circulare, se încadrează în condiţiile tehnice impuse atunci cînd:

Tabela 5

D_p, mm	R_p, mm	t, mm	D_s, mm	α	γ	R_s, mm	t_x, mm	Δ_{x_R}, mm
40	10	6	20	8°	15°	10,8560	3	−0,04918
			30			10,5218		+0,01029
			40			10,4243		+0,02421
			50			10,3784		+0,02984
			60			10,3518		+0,03277
			80			10,3223		+0,03569
			100			10,3063		+0,03710

$t = R_p \frac{60}{100}$, %.

$$t < \frac{\varphi}{100} R_p$$

şi

$$R_p \leqslant 15 \text{ mm},$$

în care φ depinde de precizia impusă (fig. 7).

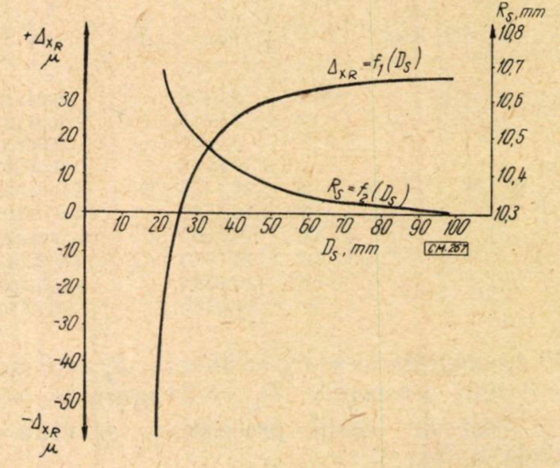


Fig. 9

Considerîndu-se rulmentul tip 411 executat de Uzina „Rulmentul"-Braşov, a cărui rază de curbură şi adîncime de profil sînt maxime, s-a găsit o abatere radială maximă $\Delta_{x_R max} = 0{,}00514$ mm, care se încadrează în abaterile obţinute la stabilirea profilului cuţitului prin metoda obişnuită prin puncte, ţinîndu-se seamă de erorile de fabricaţie ce intervin la execuţia cuţitului profilat şi la execuţia şablonului după care se confecţionează cuţitul. În plus, abaterile rezultate la prelucrarea profilului piesei au un sens negativ, ceea ce, în cazul fabricaţiei rulmenţilor, constituie un mic adaos de prelucrare, ridicat prin rectificarea ulterioară la care sînt supuse căile de rulare ale inelelor.

Proiectarea şi execuţia cuţitelor-disc, cu profil în arc de cerc, sînt mai uşoare, ceea ce aduce un preţ de cost mai scăzut şi o precizie mai mare în execuţia cuţitului.

CZ 621.964.1

Unele aspecte ale dinamicii preselor mecanice în timpul procesului de decupare cu ştanţe

SANDU IOAN

Presele mecanice reprezintă în momentul de faţă un utilaj cu o largă răspîndire în metalurgia prelucrătoare, lucrările de prelucrare a tablei fiind foarte numeroase şi variate.

Lucrarea de faţă constituie un studiu amănunţit al comportării preselor mecanice în timpul procesului de decupare a metalelor laminate, reliefînd unele aspecte ale dinamicii lor.

În cadrul lucrării se tratează o problemă importantă care apare la proiectarea acestor utilaje în condiţiile folosirii ştanţelor cu muchii tăietoare paralele şi joc normal, şi anume calculul analitic al cuplului rezistent maxim la decupare, al cărui studiu poate fi astfel justificat :

— cunoaşterea modului de variaţie a cuplului rezistent pe toată perioada de decupare şi a valorii cuplului rezistent maxim duce, în primul rînd, la un calcul de rezistenţă exact al principalelor organe ale presei, îndeosebi al arborelui principal, şi, în al doilea rînd, la o dimensionare judicioasă a puterii electromotorului de acţionare şi a momentului de inerţie a volantului ;

— în lucrările de specialitate — de altfel extrem de restrînse ca număr — în domeniul preselor mecanice nu este tratată această problemă, ci sînt prezentate unele concluzii empirice, constituind surse de erori în proiectare, acoperite printr-o supradimensionare a organelor presei.

După cum este cunoscut, presele mecanice, în marea lor majoritate, au ca mecanism de bază un mecanism axial cu bielă-manivelă, fiind denumite şi maşini de lucru cu manivelă. În consecinţă, construcţia lor este legată de particularităţile cinematice şi dinamice ale acestui mecanism.

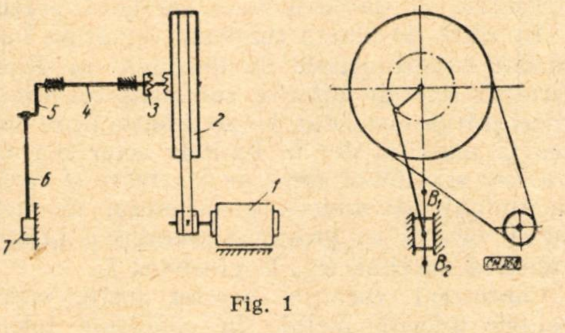


Fig. 1

Din punct de vedere cinematic, majoritatea acestor utilaje se prezintă ca în figura 1. De aceea, calculele care urmează au la bază schema cinematică prezentată, fără vreo modificare principială pentru alte tipuri de scheme, ci numai o schimbare a raportului de transmitere dintre electromotor şi arborele principal al presei.

· Funcţionarea preselor este cunoscută. Astfel, electromotorul *1* transmite mişcarea de rotaţie volantului *2* prin intermediul unor curele trapezoidale sau al unor angrenaje. Atunci cînd este cuplat cuplajul *3*, arborele principal *4* este antrenat de volant şi, o dată cu el, se roteşte şi manivela *5* care, cu ajutorul bielei *6*, imprimă patinei *7* o mişcare rectilinie alternativă verticală, pornind din poziţia superioară.

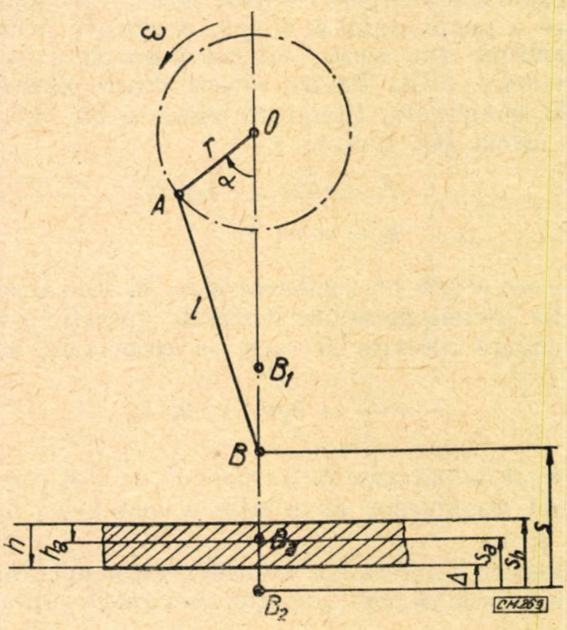


Fig. 2

După cum se observă, patina se deplasează pe ghidajele sale între două puncte denumite punctul mort superior B_1 şi punctul mort inferior B_2, astfel că, la o singură rotaţie a arborelui principal, se efectuează o cursă dublă B_1-B_2-B_1, adică un ciclu.

Dacă se introduce în patină poansonul ştanţei, se va realiza, numai pe o porţiune din cursa ei în jos, numită cursă activă, presarea metalului respectiv, restul ciclului constituind cursa în gol. Cîteva particularităţi ale cinematicii acestui mecanism sînt interesante. În acest scop, în figura 2 s-a reprezentat mecanismul într-o poziţie oarecare, determinată de unghiul α al manivelei şi de distanţa s corespunzătoare poziţiei patinei, figurîndu-se totodată şi metalul laminat, cu grosimea h, care urmează a fi decupat.

Pentru uşurinţa calculelor se măsoară spaţiul parcurs de patină, faţă de B_2, iar unghiurile de rotaţie a manivelei faţă de verticală, în sensul acelor de ceasornic, pornind din poziţia inferioară.

Se mai disting s_h — distanţa parcursă de patină în momentul cînd poansonul ia contact cu metalul ; s_a — distanţa parcursă de patină pînă la punctul B_a, unde forţa de decupare devine maximă ; Δ — spaţiul prevăzut pentru evacuarea piesei decupate ; h_a — grosimea la care forţa de decupare devine maximă ; r—lungimea manivelei, şi l — lungimea bielei.

De asemenea, se mai observă că h şi h_a au sensul de parcurgere conform sensului de deplasare a poansonului în timpul decupării, acesta rezultînd din sensul vitezei unghiulare ω a arborelui cotit. Pentru cîteva dintre elementele enumerate, literatura oferă unele relaţii de calcul [1]. Astfel :

$$\Delta = (0{,}3 \ldots 0{,}4)\, h\,;$$

$$h_a = a \cdot h\,;$$

în care a este un coeficient care va fi analizat.

La presele mecanice destinate operaţiilor de decupare (presare la rece) se recomandă ca :

$$\lambda = \frac{r}{l} = 0{,}08 \ldots 0{,}15.$$

Spaţiile parcurse de patină : Δ, s_a şi s_h corespund unghiurilor de rotaţie a manivelei, α_Δ, α_a şi α_h.

Pentru a determina valorile acestor unghiuri, se scrie relaţia pentru spaţiul parcurs de patină :

$$s = r\left[(1-\cos\alpha) + \frac{\lambda}{4}(1-\cos 2\alpha)\right]\cdot \qquad (1)$$

Explicitînd relaţia (1), se obţine :

$$\cos^2\alpha + \frac{2}{\lambda}\cos\alpha + 2\frac{s}{\lambda r} - \frac{2}{\lambda} - 1 = 0. \qquad (2)$$

Soluţiile ecuaţiei (2) sînt :

$$\cos\alpha_{1,2} = -\frac{1}{\lambda} \pm \sqrt{\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)^2 - 2\frac{s}{\lambda r}}\cdot$$

Deoarece $0 < \lambda < 1$, soluţia negativă nu are sens. Prin urmare :

$$\alpha = \text{arc cos}\left[-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)^2 - 2\frac{s}{\lambda r}}\right]\cdot \qquad (3)$$

În relaţia (3), dacă se dau lui s valorile Δ, s_a şi s_h, se obţin unghiurile corespunzătoare α_Δ, α_a şi α_h caracteristice procesului de decupare pentru un metal de grosime h :

$$\alpha_\Delta = \text{arc cos}\left[-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)^2 - 2\frac{\Delta}{\lambda r}}\right]; \qquad (4)$$

$$\alpha_a = \text{arc cos}\left[-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)^2 - 2\frac{s_a}{\lambda r}}\right]; \qquad (5)$$

$$\alpha_h = \text{arc cos}\left[-\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\left(1+\frac{1}{\lambda}\right)^2 - 2\frac{s_h}{\lambda r}}\right]\cdot \qquad (6)$$

Pentru a stabili unele premise de calcul, este necesar să se prezinte cîteva aspecte din fizica procesului de decupare a metalelor laminate, proces specific preselor mecanice.

În momentul în care poansonul începe să efectueze ştanţarea, metalul opune o rezistenţă, adică apare o forţă de decupare Q, care solicită întregul mecanism al presei.

Pătrunderea treptată a poansonului în metal determină o schimbare în structura cristalină respectivă, apărînd o stare de deformare plastică plană.

Ca urmare, metalul cedează treptat şi începe să se deformeze elastic sub presiunea poansonului, pentru ca apoi să înceapă a se deforma plastic. Mişcarea în continuare a patinei, deci şi a sculei, are ca urmare o concentrare a tensiunilor în metal în vecinătatea muchiilor tăietoare ale ştanţei (poanson şi matriţă), ceea ce determină o deformare prin alunecare, însoţită de încovoierea şi întinderea fibrelor, mergînd pînă la formarea fisurilor de forfecare.

Din momentul apariţiei acestora, lîngă muchiile tăietoare ale matriţei are loc separarea din semifabricat a piesei decupate, care durează pînă cînd poansonul termină de parcurs întreaga grosime a metalului ; după aceasta, piesa este împinsă afară, adică evacuată.

Încercările efectuate de mulţi cercetători confirmă această schemă fizică a decupării majorităţii metalelor, potrivit căreia distrugerea coeziunii metalului se realizează prin forfecare.

Fac excepţie de la această schemă unele materiale fragile sau cazul în care se folosesc ştanţe cu joc mare între poanson şi matriţă, la care separarea piesei se realizează nu datorită forfecării, ci datorită unei smulgeri parţiale.

În afară de aceste concluzii, în urma încercărilor experimentale de decupare în diferite condiţii (metale diferite sub aspectul compoziţiei şi tratamentului, jocuri diferite între poanson şi matriţă, dar în limitele celor normale) s-a mai stabilit că forţa de decupare Q variază în timpul pătrunderii poansonului în metal, adică variază cu grosimea metalului, atingînd valoarea maximă Q_M, la grosimea h_a.

Caracterul variaţiei acestei forţe, stabilit pentru diferite metale în condiţiile folosirii ştanţelor cu joc normal, este arătat în figura 3.

După cum se observă, s-au ilustrat următoarele situaţii : figura 3, *a* — decuparea unui metal dur de grosime h ; figura 3, *b* — decuparea unui metal moale de aceeaşi grosime, şi figura 3, *c* — decuparea unui metal fragil de aceeaşi grosime h.

Se constată că aceste curbe au o porțiune crescătoare atunci cînd poansonul se deplasează pe grosimea h_a, adică atunci cînd patina parcurge spațiul de la s_h la s_a (fig. 2), și o porțiune descrescătoare atunci cînd poansonul se deplasează pe restul grosimii de la h_a la h, adică atunci cînd patina parcurge spațiul de la s_a la Δ.

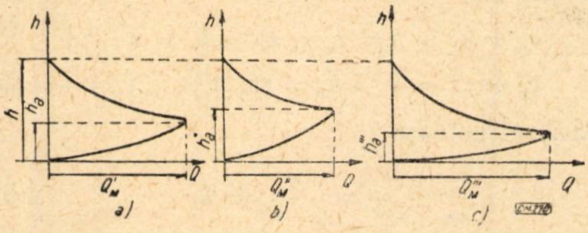


Fig. 3

De asemenea, se observă că alura curbelor este asemănătoare, excepție făcînd, în primul rînd, valoarea Q_M care depinde de o serie de factori legați de material și de joc și, în al doilea rînd, punctul unde este atinsă, adică valoarea h_a.

Rezultă că presa mecanică trebuie să fie astfel dimensionată, încît să poată dezvolta o forță egală cu Q_M pentru a învinge rezistența maximă a metalului cel mai dur supus decupării. Valoarea Q_M reprezintă caracteristica principală a presei, fiind deci forța maximă admisibilă.

Această forță se poate calcula cunoscînd următoarele date : metalul cel mai dur ce se decupează, suprafața maximă și conturul de decupare, grosimea maximă a acestuia și caracteristicile lui mecanice, viteza de deformare, precum și jocul dintre poanson și matriță.

Pentru calculul propus se iau în considerare două premise. Prima se referă la recomandarea de a se utiliza valorile jocului normal, celelalte jocuri (negative sau mari) contribuind la o uzură rapidă a organelor presei.

În exploatare se pot folosi totuși ștanțe cu asemenea jocuri, mai rar însă și numai atunci cînd forța de decupare calculată este inferioară valorii Q_M.

A doua premisă constă în faptul experimental că forța Q_M, dezvoltată la decuparea aceleiași grosimi de metal, este mai mare în cazul folosirii ștanțelor cu muchii tăietoare paralele decît în cazul utilizării ștanțelor cu muchii tăietoare înclinate.

Dat fiind că la o presă mecanică se pot folosi ștanțe diferite, se ia în considerare pentru calcul primul tip, ca urmare forței necesare mai mari.

S-a arătat că h_a se poate calcula cu ajutorul relației :

$$h_a = a \cdot h, \tag{7}$$

în care :

h_a este grosimea metalului la care se atinge valoarea Q_M ;
h — grosimea metalului care se decupează ;
a — coeficient care caracterizează, pentru fiecare metal supus decupării, valoarea pătrunderii poansonului în metal (h_a) în momentul apariției forței Q_M, adică a fisurilor de forfecare ($a < 1$).

Coeficientul a este dat în funcție de grosimea metalului care se decupează și de calitatea lui, în cazul decupării cu ștanțe avînd joc normal. Are valori mici pentru metalele dure sau fragile și valori mai mari pentru metalele moi sau tenace. Acest lucru se observă și în figura 3 unde $h_a''' < h_a' < h_a''$.

Considerînd cele expuse rezultă că, în timpul acestui proces, există permanent o dependență între forța Q și spațiul s parcurs de patină (poanson).

Cum studiul se referă la decuparea unui metal oarecare în condițiile jocului normal, această dependență stabilită experimental se prezintă grafic ca în figura 4, în care se pot distinge cele două ramuri ale curbei de variație (ABC și CDE) și, totodată, se poate explica foarte bine schema fizică a decupării. Astfel, porțiunea AB caracterizează zona elastică ; de la B la C se întinde zona deformației plastice cu începerea formării fisurilor de forfecare, în punctul C forța de decupare căpătînd valoarea maximă Q_M.

Pe măsură ce poansonul se deplasează peste h_a, forța Q descrește, punctul D corespunzînd sfîrșitului alunecării, adică distrugerii complete a metalului. În sfîrșit, de la D la E poansonul are de învins numai forța de frecare a porțiunilor deplasate ale metalului, astfel că în punctul E piesa se separă de semifabricat, fiind apoi evacuată.

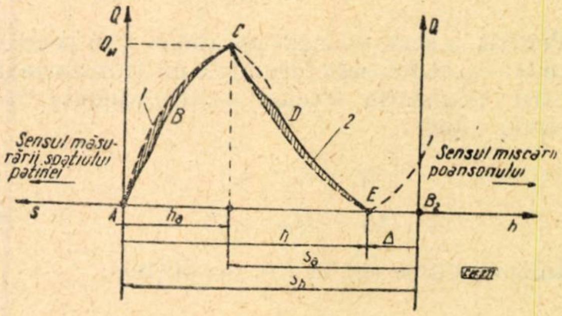


Fig. 4

Din cercetările întreprinse se constată că alura celor două ramuri este aproximativ parabolică. Pe de altă parte, A, C și E sînt puncte care se pot determina precis pentru orice metal decupat.

Ca urmare, pentru a se obține expresia analitică a funcției $Q = f(s)$, se înlocuiesc cele două ramuri cu două parabole de gradul II (fig. 4 — curbele punctate), adică ramura ABC cu parabola 1 cu vîrful în C şi trecînd prin A, iar ramura CDE cu parabola 2 cu vîrful în E şi trecînd prin C.

Această aproximaţie dă o eroare aproape nulă deoarece, pe de o parte, suprafeţele haşurate sînt aproximativ egale şi de semn contrar, deci se compensează, iar pe de altă parte, şi aceasta este mai important, interesează numai o zonă foarte redusă în jurul punctului C, zonă în care s-a constatat că ramurile experimentale se confundă cu parabolele de înlocuire.

În concluzie, se poate spune că în timpul decupării metalelor, folosind ştanţe cu joc normal, forţa Q variază după două parabole.

În continuare, se vor stabili expresiile analitice ale acestora în coordonate $Q - s$.

În figura 5 s-au reprezentat aceste parabole, considerîndu-se drept origine O, punctul mort inferior B_2, cum s-a arătat.

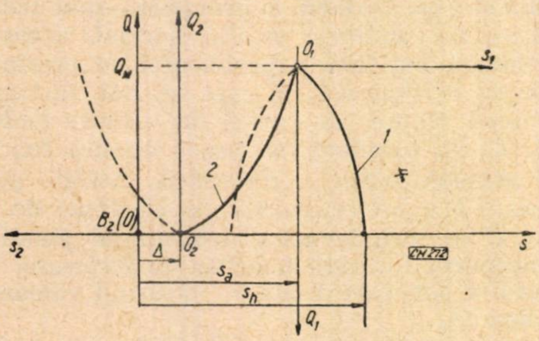


Fig. 5

Ecuaţia parabolei 1 în coordonate $Q_1 - s_1$ va fi:

$$s_1^2 = 2p_1 Q_1. \qquad (8)$$

Pentru a scrie ecuaţia parabolei 1 în coordonate $Q - s$, se folosesc formulele de transformare pentru translaţia axelor de coordonate respective, adică:

$$s_1 = s - s_a;$$

$$Q_1 = Q_M - Q. \qquad (9)$$

Înlocuindu-se (9) în (8), se obţine:

$$Q = Q_M - \frac{1}{2p_1}(s - s_a)^2, \qquad (10)$$

ar cu condiţiile de limită:

la

$$s = s_a \rightarrow Q = Q_M \qquad (11)$$

$$s = s_h \rightarrow Q = 0,$$

se găseşte expresia distanţei $2p_1$:

$$2p_1 = \frac{(s_h - s_a)^2}{Q_M}. \qquad (12)$$

Dacă se înlocuieşte (12) în (10), se obţine ecuaţia parabolei 1 în coordonate $Q - s$:

$$Q = Q_M\left[1 - \frac{1}{(s_h - s_a)^2}(s - s_a)^2\right]. \qquad (13)$$

Se ştie că:

$$s_h = s_a + h_a;\ s_h - s_a = h_a = a \cdot h;$$

$$s_a = \Delta + h - h_a = (1, 3, \ldots, 1, 4 - a)h.$$

Dacă se notează:

$$\frac{1}{(s_h - s_a)^2} = \frac{1}{(a \cdot h)^2} = k_1 \qquad (14)$$

$$s_a = (1, 3, \ldots, 1{,}4 - a)h = k_3,$$

se găseşte ecuaţia definitivă a parabolei 1 în coordonate $Q - s$:

$$Q = Q_M\ [1 - k_1\ (s - k_3)^2]. \qquad (15)$$

Ecuaţia parabolei 2 în coordonate $Q_2 - s_2$ va fi:

$$s_2^2 = 2p_2 Q_2. \qquad (16)$$

Dacă se procedează analog, înlocuindu-se în (16) relaţiile (17):

$$s_2 = \Delta - s \qquad (17)$$

$$Q_2 = Q,$$

se obţine ecuaţia parabolei 2 în coordonate $Q - s$:

$$Q = \frac{1}{2p_2}(\Delta - s)^2. \qquad (18)$$

Pentru condiţiile de limită:

la

$$s = \Delta \rightarrow Q = 0$$

$$s = s_a \rightarrow Q = Q_M,$$

distanţa $2p_2$ capătă expresia:

$$2p_2 = \frac{(s_a - \Delta)^2}{Q_M}. \qquad (19)$$

Dacă se introduce (19) în (18) se găseşte ecuaţia căutată:

$$Q = \frac{Q_M}{(s_a - \Delta)^2}(\Delta - s)^2. \qquad (20)$$

Se ştie că:

$$s_a - \Delta = h - h_a = (1 - a) \cdot h.$$

Cu notaţiile:

$$1 - a = b;\ \frac{1}{(s_a - \Delta)^2} = \frac{1}{(b \cdot h)^2} = k_2; \qquad (21)$$

$$\Delta = (0{,}3, \ldots, 0{,}4)\ h = k_4,$$

ecuaţia definitivă a parabolei 2 în coordonate $Q - s$ va fi:

$$Q = Q_M \cdot k_2\ (k_4 - s)^2. \qquad (22)$$

Pentru un metal dat există deci posibilitatea să se scrie ecuațiile (15) și (22) reprezentînd expresiile analitice ale variației forței de decupare în funcție de spațiul parcurs de patină în perioada de lucru, adică pentru $s_a \leqslant s \leqslant s_h$, respectiv $\Delta \leqslant s \leqslant s_a$.

Această forță de decupare solicită (fig. 6) întregul mecanism al presei de la patină la motorul electric. Evident că solicitarea are loc numai în intervalul de timp în care apare forța Q, adică pentru $\Delta \leqslant s \leqslant s_h$ sau altfel pentru $\alpha_\Delta \leqslant \alpha \leqslant \alpha_h$.

Se observă că, într-o poziție oarecare a mecanismului în intervalul amintit, forța Q se poate descompune în Q_b și Q_p care solicită biela, respectiv patina și ghidajele respective.

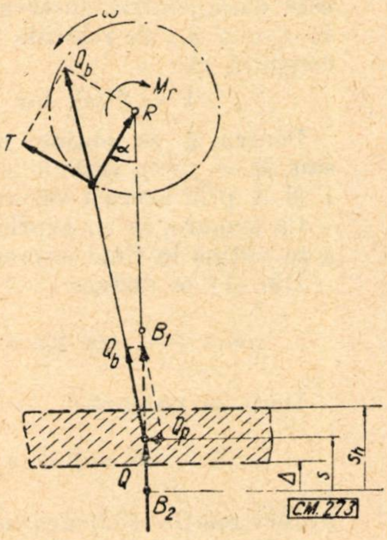


Fig. 6

În același timp, forța Q_b se poate descompune în butonul de manivelă în două componente T și R care solicită compus atît manivela, cît și arborele principal, importantă fiind solicitarea de torsiune datorită cuplului rezistent care apare la decupare :

$$M_r = T \cdot r.$$

Se precizează că descompunerea forței Q în toate componentele arătate s-a făcut fără a se lua în considerare frecările din articulații, al căror efect este neglijabil. În aceste condiții, se găsește : $T \cong Q \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)$.

Expresia cuplului rezistent, pentru orice $\alpha_\Delta \leqslant \alpha \leqslant \alpha_h$, va fi :

$$M_r = Q \cdot r \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right) \cdot \qquad (23)$$

Cum în acest interval forța Q variază cu spațiul după parabolele 1 și 2 conform ecuațiilor (15) și (22), iar expresia $\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha$ reprezintă o variație sinusoidală, cuplul rezistent va rezulta din produsul a două mărimi care variază diferit, în funcție însă, în ultimă analiză, de aceeași variabilă, fie α, fie s, ca urmare a relației (1).

Se scrie prin urmare că :

$$M_r = f(\alpha) \text{ sau } M_r = f_1(s).$$

În afară de cele arătate, cuplul M_r capătă două expresii, după cum funcția Q se exprimă cu relația (15) sau relația (22).

Adică se poate scrie :

$$M_r = Q_M \cdot r \left[1 - k_1 (s - k_3)^2\right] \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right) \qquad (24)$$

pentru $\alpha_a \leqslant \alpha \leqslant \alpha_h$, și :

$$M_r = Q_M \cdot r \cdot k_2 (k_4 - s)^2 \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right) \qquad (25)$$

pentru $\alpha_\Delta \leqslant \alpha \leqslant \alpha_a$.

În continuare, se arată că cuplul rezistent maxim M_{r_M} nu se află la $s = s_a$, adică în punctul unde apare forța maximă Q_M.

În acest scop, pentru început se folosește relația (25) scrisă sub forma :

$$M_r = F \,.\, A\,, \qquad (26)$$

în care :

$$F = Q_M \cdot r \cdot k_2 \; (k_4 - s)^2;$$

$$A = \sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha.$$

Conform figurii 5, expresia F este crescătoare pentru $\Delta \leqslant s \leqslant s_a$, adică implicit pentru $\alpha_\Delta \leqslant \alpha \leqslant \alpha_a$.

De asemenea, expresia A este crescătoare pentru orice $\alpha_\Delta \leqslant \alpha \leqslant \alpha_a$, deoarece, chiar pentru grosimi mari supuse decupării, α_h nu depășește 60—70°, valori inferioare unghiului pentru care expresia A are un maxim și care se găsește aproape de 90° pentru valorile uzuale ale lui λ.

Prin urmare, deoarece relația (25) este un produs de două funcții continuu crescătoare pe intervalul $\alpha_\Delta \leqslant \alpha \leqslant \alpha_a$, M_r va fi o funcție continuu crescătoare, avînd probabil un maxim, care nu se află însă la $s = s_a$.

Pentru a dovedi acest lucru, se va arăta că :

$$\frac{dM_r}{d\alpha} \neq 0 \text{ pentru } s = s_a.$$

Derivînd relația (25) se obține :

$$\frac{dM_r}{d\alpha} = -\,2Q_M \cdot r^2 \cdot k_2 \left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha\right)^2 (\Delta - s) +$$

$$+\, Q_M \cdot r \cdot k_2 \; (\Delta - s)^2 \; (\cos\alpha + \lambda \cos 2\alpha). \qquad (27)$$

Dacă se înlocuiește $s = s_a$ în (27), se observă că $\frac{dM_r}{d\alpha} \neq 0$.

Așadar, maximul funcției (25) nu este la $s = s_a$, și cum ea este continuu crescătoare în intervalul amintit, acesta se va afla la $s > s_a$, unde însă expresia F nu mai interesează. Se folosește acum relația (24) scrisă analog cu (26) sub forma :

$$M_r = \Gamma \cdot A, \qquad (28)$$

unde :

$$\Gamma = Q_M \cdot r\,[1 - k_1(s - k_3)^2];$$

$$A = \sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha.$$

Se observă (fig. 5) că pentru $s_a \leqslant s \leqslant s_h$ curba Γ este descrescătoare.

Pe de altă parte, expresia A este crescătoare şi în acest interval ($\alpha_a \leqslant \alpha \leqslant \alpha_h$) conform celor arătate, iar $\Gamma(s_h) = 0$, deci $M_r(s_h) = 0$ (nu se ţine deocamdată seamă de cuplul rezistent la mers în gol).

Aceasta înseamnă că relaţia (24) fiind un produs de două funcţii, una crescătoare şi alta descrescătoare, curba M_r va avea un maxim acolo unde acest produs va avea valoarea cea mai mare.

Derivînd relaţia (24) :

$$\frac{\mathrm{d}M_r}{\mathrm{d}\alpha} = -2\,Q_M \cdot r^2 \cdot k_1\,(s - s_a)\left(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\,\alpha\right)^2 + Q_M \cdot r\,[1 - k_1\,(s - s_a)^2]\,(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha) \qquad (29)$$

şi înlocuind $s = s_a$, se observă că :

$$\frac{\mathrm{d}M_r}{\mathrm{d}\alpha} \neq 0.$$

Rezultă că nici expresia (28) nu prezintă maxim pentru $s = s_a$, ci, la acest capăt de interval, are valoarea $\Gamma(s_a)\cdot A(\alpha_a)$, egală cu valoarea expresiei (26) : $F(s_a)\cdot A(\alpha_a)$, diferite de valoarea maximă.

Adică, la $s = s_a$ ($\alpha = \alpha_a$), expresiile (24) şi (25) au aceeaşi valoare :

$$M_{r_a} = M_r(s_a) = \Gamma(s_a)\cdot A(\alpha_a) = F(s_a)\cdot A(\alpha_a) = Q_M \cdot r\left(\sin\alpha_a + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha_a\right). \qquad (30)$$

Se deduce că dacă curba (28) are la capete valorile $M_r(s_a)$ şi $M_r(s_h) = 0$, unde $M_r(s_a)$ nu este maxim, atunci acesta se va găsi la $s = s_M$, unde $s_a < s_M < s_h$.

În concluzie, cuplul rezistent maxim la decupare apare întotdeauna la $s = s_M > s_a$, iar valoarea respectivă reprezintă maximul curbei de ecuaţie (24), adică :

$$M_{r_M} = Q_M \cdot r\,[1 - k_1\,(s_M - k_3)^2]\left(\sin\alpha_M + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha_M\right), \qquad (31)$$

în care α_M se determină din relaţia (3), înlocuind $s = s_M$.

Pentru a se găsi valoarea M_{r_M} este suficient să se determine locul unde apare, adică valoarea s_M.

Expresia cuplului rezistent, aşa cum s-a văzut, este dată pentru intervalul care interesează, $\alpha_a \leqslant \alpha \leqslant \alpha_h$, de relaţiile (24) sau (28), unde se constată că :

$$\Gamma = f'(s), \text{ iar } A = f''(\alpha).$$

Pentru a se obţine o expresie $M_r = f(s)$ sau $M_r = f_1(\alpha)$, trebuie să se exprime funcţiile Γ şi A prin aceeaşi variabilă.

Ca urmare, se va exprima $A = f'''(s)$, pentru a se obţine în final expresia $M_r = \mathrm{f}(s)$.

Din (1) se deduce :

$$\cos\alpha + \frac{\lambda}{4}\cos 2\alpha = 1 + \frac{\lambda}{4} - \frac{s}{r}. \qquad (32)$$

Dacă se notează :

$$C = 2 + \lambda - 2\frac{s}{r}, \qquad (33)$$

atunci relaţia (32) devine :

$$2\cos\alpha + \lambda\cos^2\alpha = C. \qquad (34)$$

Se formează sistemul compus din funcţia A şi ecuaţia (34) :

$$\sin\alpha + \lambda\sin\alpha\,\cos\alpha = A$$

$$2\cos\alpha + \lambda\cos^2\alpha = C. \qquad (35)$$

Se elimină argumentul α pentru a se obţine relaţia între A şi C, adică $A = f'''(s)$.

Astfel, din prima ecuaţie se scoate ;

$$\cos\alpha = \frac{A - \sin\alpha}{\lambda\sin\alpha}, \qquad (36)$$

iar prin împărţirea celor două ecuaţii se găseşte :

$$\cos\alpha = \frac{C\sin\alpha}{A + \sin\alpha}. \qquad (37)$$

Împărţirea este posibilă, deoarece $\alpha \neq 0$ ($\alpha_a \leqslant \alpha \leqslant \alpha_h$). Dacă se egalează (36) cu (37), se deduce expresia pozitivă a funcţiei :

$$\sin\alpha = \frac{A}{\sqrt{1 + \lambda C}}. \qquad (38)$$

Înlocuindu-se (38) în (36), reiese :

$$\cos\alpha = \frac{1}{\lambda}\,[\sqrt{1 + \lambda C} - 1]. \qquad (39)$$

Prin eliminarea argumentului α între (38) şi (39) se obţine :

$$\left[\frac{A}{\sqrt{1 + \lambda C}}\right]^2 + \frac{1}{\lambda^2}\,[\sqrt{1 + \lambda C} - 1]^2 = 1. \qquad (40)$$

Funcţia $A = \varphi(C)$ se obţine acum efectuînd calculele necesare din relaţia (40) :

$$A = \frac{1}{\lambda}\sqrt{2(1 + \lambda C)^{\frac{3}{2}} + \lambda^3 C - \lambda^2 C^2 - 3\lambda C + \lambda^2 - 2}. \qquad (41)$$

Deoarece conform relaţiei (33) $C = \varphi'(s)$, înseamnă că expresia (41) este funcţia căutată : $A = f'''(s)$.

Totuşi această expresie este destul de complicată pentru a putea fi folosită în calculele ulterioare.

Pentru aceasta, se dezvoltă în serie, din care se iau primii trei termeni, expresia :

$$(1 + \lambda C)^{\frac{3}{2}} \cong 1 + \frac{3}{2} \lambda C + \frac{3}{8} \lambda^2 C^2. \quad (42)$$

Dacă se introduce (42) în (41) şi se efectuează reducerile de termeni asemenea, se găseşte :

$$A = \frac{1}{2} \sqrt{4 + 4 \lambda C - C^2}. \quad (43)$$

S-a arătat mai sus că unghiul α_h nu capătă valori mai mari de 60—70°, prin urmare se poate afirma că, la decuparea metalelor de diferite grosimi, unghiul α variază în timpul lucrului între valori cuprinse în cadranul I trigonometric.

În această zonă de variaţie, valorile expresiei A obţinute cu relaţia (43) diferă de cele obţinute cu relaţia directă $\left(A = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2 \alpha\right)$ prin cantităţi care reprezintă erori suficient de mari.

Această constatare subliniază faptul că relaţia (43) nu este suficient de precisă.

Ca urmare, s-a căutat o altă formă a expresiei $A = f'''(s)$, folosind (43) şi concluziile de mai sus.

S-a văzut că interesează variaţia unghiului α cuprins în cadranul I, $0° < \alpha < 90°$.

Ştiind că :

$$A = \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha, \quad (44)$$

valorile de capăt ale zonei de mai sus, $\alpha = 0°$ şi $\alpha = 90°$, fac ca : $A_{0°} = 0$ şi $A_{90°} = 1$.

Dacă se verifică pentru aceleaşi valori relaţia (43), se găseşte :

$$A_{0°} = \frac{1}{2} \sqrt{3 \lambda^2 + 4 \lambda} \neq 0 \text{ şi } A_{90°} = 1.$$

Se consemnează deci că pentru $\alpha = 0°$, funcţia (43) nu porneşte de la aceeaşi valoare ca funcţia directă (44), aceasta fiind principala sursă a erorilor amintite.

Cu această observaţie se va putea scrie o nouă expresie pentru funcţia A avînd aceeaşi structură cu (43), dar fiind diferită printr-un coeficient necesar satisfacerii condiţiei de nul pentru $\alpha = 0°$.

Adică se poate scrie :

$$A = \frac{1}{2} \sqrt{4 + 4 \lambda C - \Omega' C^2}. \quad (45)$$

Coeficientul Ω' se determină din condiţia :

$$\alpha = 0° ; \; A_{0°} = 0,$$

adică :

$$4 + 4 \lambda C_0 - \Omega' C_0^2 = 0, \quad (46)$$

unde, din (33), $C_0 = 2 + \lambda$, deoarece la $\alpha = 0°$, $s = 0$.

În acest caz, relaţia (46) devine :

$$4(1 + \lambda)^2 = \Omega'(2 + \lambda)^2$$

sau :

$$\Omega' = 4 \frac{(1 + \lambda)^2}{(2 + \lambda)^2}. \quad (47)$$

Se introduce apoi expresia (47) în (45) şi se obţine expresia definitivă :

$$A = \sqrt{1 + \lambda C - \Omega C^2}, \quad (48)$$

unde :

$$\Omega = \frac{(1 + \lambda)^2}{(2 + \lambda)^2}.$$

Acum, dacă se înlocuieşte (48) în (24) se obţine ecuaţia curbei de variaţie a cuplului rezistent în intervalul $s_a \leqslant s \leqslant s_h$:

$$M_r = Q_M \cdot r \, [1 - k_1 (s - k_3)^2] \sqrt{1 + \lambda C - \Omega C^2}. \quad (49)$$

Prin derivare, se obţine ecuaţia din care se scoate valoarea s_M :

$$\frac{\mathrm{d} M_r}{\mathrm{d}s} = - 2 k_1 (s - k_3) Q_M \cdot r \sqrt{1 + \lambda C - \Omega C^2} + $$
$$+ Q_M \cdot r \, [1 - k_1 (s - k_3)^2] \frac{d}{\mathrm{d} C} \left(\sqrt{1 + \lambda C - \Omega C^2}\right) \frac{\mathrm{d}C}{\mathrm{d}s}. \quad (50)$$

Pentru a avea un maxim, trebuie ca $\frac{\mathrm{d} M_r}{\mathrm{d}s} = 0$.

Ca urmare, egalînd (50) cu zero, şi ţinînd seamă de (33) din care $\frac{\mathrm{d}C}{\mathrm{d}_s} = - \frac{2}{r}$, se poate scrie :

$$\frac{2k_1 \cdot r (s - k_3) (1 + \lambda C - \Omega C^2) + [1 - k_1 (s - k_3)^2] (\lambda - 2\Omega C)}{r \sqrt{1 + \lambda C - \Omega C^2}} = 0. \quad (51)$$

Numărătorul va fi nul dacă :

$$r \sqrt{1 + \lambda C - \Omega C^2} \neq 0. \quad (52)$$

Condiţia (52) e satisfăcută pentru $0° < \alpha \leqslant 90°$.

Prin urmare expresia (51) devine :

$$2 k_1 \cdot r (s - k_3) (1 + \lambda C - \Omega C^2) +$$
$$+ [1 - k_1 (s - k_3)^2] (\lambda - 2 \Omega C) = 0. \quad (53)$$

Se aduce ecuația (53) la o formă mai simplă, scriindu-se :

$$(2k_1 \cdot rs - 2k_1k_3r)(1 + \lambda C - \Omega C^2) + \\ + (\lambda - 2\,\Omega C)(1 - k_1s^2 + 2k_1k_3s - k_1k_3^2) = 0. \tag{54}$$

Conform (33) se poate efectua :

$$\begin{aligned} 1 + \lambda C - \Omega C^2 &= 2\gamma\frac{s}{r} - 4\,\Omega\frac{s^2}{r^2} \\ \lambda - 2\,\Omega C &= 4\,\Omega\frac{s}{r} - \gamma, \end{aligned} \tag{55}$$

unde :

$$\gamma = \frac{\lambda^2 + 2\lambda + 2}{2 + \lambda}. \tag{56}$$

Cu relațiile (55), ecuația (54) capătă următoarea formă :

$$s^3 + \left(-\frac{4}{3}k_3 - \frac{5r}{12}\xi\right)s^2 + \left(\frac{rk_3}{2}\xi - \right. \\ \left. - \frac{1 - k_1k_3^2}{3k_1}\right)s + \frac{r(1 - k_1k_3^2)}{12k_1}\xi = 0, \tag{57}$$

unde :

$$\frac{\gamma}{\Omega} = \xi. \tag{58}$$

Ecuația (57) este o ecuație de gradul III, care poate fi scrisă sub forma :

$$s^3 + Ds^2 + Es + F = 0, \tag{59}$$

unde :

$$\begin{aligned} D &= -\frac{4}{3}k_3 - \frac{5r}{12}\xi; \\ E &= \frac{rk_3}{2}\xi - \frac{1 - k_1\,k_3^2}{3k_1}; \\ F &= \frac{r(1 - k_1k_3^2)}{12k_1}\xi. \end{aligned} \tag{60}$$

Pentru a rezolva ecuația (59) se face schimbarea de variabilă :

$$s = x - \frac{D}{3}, \tag{61}$$

după care (59) se transformă în ecuația redusă :

$$x^3 + px + q = 0, \tag{62}$$

unde :

$$\begin{aligned} p &= E - \frac{D^2}{3} \\ q &= \frac{2D^3}{27} - \frac{DE}{3} + F. \end{aligned} \tag{63}$$

Pentru a se găsi rădăcinile ecuației (62), se folosesc formulele lui Cardan, potrivit cărora se ia în considerare discriminantul :

$$\Delta' = \frac{q^2}{4} + \frac{p^3}{27}.$$

Indiferent dacă $\Delta' \gtrless 0$, ecuația (62) trebuie să aibă întotdeauna cel puțin o rădăcină reală, care se notează cu x_M.

Atunci, conform relației (61), se determină :

$$s_M = x_M - \frac{D}{3}. \tag{64}$$

Trebuie precizat că, dacă (62) are o singură rădăcină reală x_M, ($\Delta' > 0$), ea trebuie să fie astfel încît să fie satisfăcută condiția :

$$s_a < s_M < s_h. \tag{65}$$

Dacă nu e îndeplinită condiția (65), calculele s-au efectuat greșit, ele trebuind să fie refăcute.

Dacă ecuația (62) are toate rădăcinile reale ($\Delta' \leqslant 0$), se consideră x_M rădăcina care, introdusă în (64), satisface condiția (65).

După cum s-a mai arătat, cu valoarea s_M calculată se determină α_M folosind (3) și, în final, se poate calcula valoarea cuplului rezistent maxim, adică :

$$M_{r_M} = Q_M \cdot r\;[1 - k_1(s_M - k_3)^2](\sin\alpha_M + \\ + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha_M). \tag{66}$$

CZ 621.9 (09)

Mărirea productivității mașinilor-unelte prin modernizare

A. GHILEZAN

Modernizarea mașinilor-unelte se poate face pe mai multe căi : prin reutilarea parcului de mașini cu mașini-unelte noi, de fabricație modernizată sau de fabricație nouă la nivelul tehnicii celei mai înaintate, și prin modernizarea mașinilor-unelte în funcțiune în procesul de producție.

Acest ultim aspect al modernizării mașinilor-unelte este important pentru economia națională, întrucît mașinile-unelte existente, mai vechi, nu pot fi dintr-o dată înlocuite cu mașini-unelte noi, mai productive.

În măsura în care anumite mașini-unelte realizează indici scăzuți sau nu au o productivitate comparabilă cu aceea a mașinilor-unelte similare, de construcția cea mai nouă, este posibilă și necesară modernizarea lor.

Mărirea regimurilor de prelucrare făcută între anumite limite duce la o reducere a duratei așchierii, adică a timpului de bază (de mașină), avînd ca urmare o creștere corespunzătoare a productivității muncii. Dar, dacă pentru folosirea completă a posibilităților sculelor așchietoare se mărește regimul de prelucrare foarte mult, astfel că și timpul de așchiere se reduce foarte mult, acesta va reprezenta numai o mică parte din timpul total pe bucată, astfel încît creșterea productivității nu mai este corespunzătoare efortului depus pentru reducerea timpului de bază.

Astfel, de exemplu, timpul de prelucrare pentru o piesă este de 10 min, din care 4 min reprezintă timpul de așchiere și 6 min timpul auxiliar. Dacă prin modernizarea mașinii se reduce timpul de așchiere la jumătate, timpul total de prelucrare se reduce la $10 - \frac{4}{2} = 8$ min. Pentru a scădea timpul de așchiere la jumătate este necesar ca viteza de așchiere să se dubleze, adică să crească cu 100%. În acest timp, productivitatea a crescut cu $\frac{10-8}{8} \times 100 = 25\%$, adică numai cu a patra parte din creșterea procentuală a vitezei de așchiere.

Din cercetările făcute de unele institute rezultă că timpul de bază la producția unicală reprezintă 25% din timpul total de prelucrare, la producția în serie mică — 36%, și la producția în serie mare —47%.

Deoarece o mare parte a timpului total este ocupată cu diferite operații auxiliare, creșterea productivității muncii, pe măsura creșterii vitezei de așchiere, se poate obține numai dacă se reduce în mod corespunzător și timpul auxiliar.

În asemenea condiții, modernizarea mașinilor-unelte nu trebuie să se limiteze numai la reducerea timpului de bază, ci trebuie să se axeze și pe reducerea concomitentă a timpului auxiliar.

În continuare se prezintă unele realizări ale întreprinderilor din cadrul M.I.C.M., în sensul modernizării mașinilor-unelte, atît prin reducerea timpului de așchiere (de bază), cît și a timpului auxiliar.

Modernizarea strungurilor paralele fabricate de Uzina de strunguri — Arad

Timpul de bază la prelucrarea unei piese este determinat, în principal, de posibilitățile sculei așchietoare. Astfel, cuțitele din oțel rapid permit realizarea unor viteze de așchiere de 20—50 m/min, iar cuțitele cu plăcuțe din carburi metalice, de 125—400 m/min, la prelucrarea pieselor din oțel de construcție cu o rezistență de rupere la tracțiune de 60—70 kgf/mm^2.

O dată cu consacrarea practică a plăcuțelor mineraloceramice, care permit viteze de așchiere de ordinul a 600 m/min, se poate reduce în mod considerabil timpul de bază.

Pentru a se obține vitezele de așchiere ridicate cerute de aceste plăcuțe s-a impus necesitatea măririi vitezei de rotație a axului principal al strungurilor paralele la 1 500—2 000 rot/min.

Astfel, în anul 1962, Uzina de strunguri — Arad a trecut la proiectarea și execuția strungului SN400, caracterizat printr-o înălțime a vîrfurilor de 200 mm, o rigiditate mai mare și o turație maximă de 1 500 rot/min. Turația strungului este cu 25% mai mare față de aceea a strungului S3—1A62 fabricat pînă în prezent.

În vederea reducerii timpului de bază și prin mărirea avansurilor, noul strung SN400 permite realizarea unui avans longitudinal maxim de 3,2 mm/rot, față de 1,59 mm/rot la strungul S3—1A62.

În vederea asigurării unei puteri necesare pentru lucrări de degroșare și de finisare, strungul SN400 poate fi livrat cu un motor electric de 7,5 kW sau de 5,5 kW (1 000 rot/min), consumul de putere măsurat la mers în gol fiind de 1,86 kW.

Pentru reducerea timpului auxiliar, strungul este prevăzut cu comenzi centralizate și cu avans rapid al căruciorului.

Cutia de filete și avansuri este de construcție rigidă, cu blocuri de roți dințate baladoare și cu centralizarea comenzilor pe capacul cutiei. Acționarea comenzilor se efectuează prin came plane.

Cutia căruciorului este prevăzută cu centralizarea comenzilor de acționare, atît pentru cele normale, cît și pentru cele de retragere rapidă, într-o singură manetă dispusă la partea din dreapta a căruciorului. Butonul din capătul sferic al manetei acționează la apăsare asupra unui limitator final care pune în funcțiune motorul electric al mecanismului de retragere rapidă a căruciorului, dispus la capătul batiului, deasupra piciorului mic.

Cu aceste îmbunătățiri, creșterea productivității este de 10—15% față de strungul S3—1A62.

Pentru extinderea posibilităților de lucru cu o productivitate sporită, strungul SN400 a fost prevăzut cu accesorii speciale : dispozitiv hidraulic de copiat, dispozitiv de strunjit conic și portcuțit suplimentar în spate.

Modernizarea mașinilor-unelte în funcțiune în întreprinderile M.I.C.M.

Înainte, modernizarea utilajelor se executa în mod sporadic și numai la unele întreprinderi. În urma acțiunii de planificare cu proiectare și execuție centralizată și necentralizată s-au modernizat pînă în prezent circa 5 000 de mașini-unelte și utilaje.

Dacă se consideră anul 1963, cheltuielile făcute cu modernizarea utilajelor din parcul în funcțiune s-au ridicat la circa 13 milioane lei, iar economiile anuale, la circa 5 300 000 lei, astfel că durata medie de recuperare a cheltuielilor reprezintă 2,4 ani.

Eficacitatea economică a modernizării mașinilor-unelte depinde de calea urmată pentru realizarea acestei modernizări, și anume de :

— asigurarea condițiilor de folosire cît mai completă a posibilităților sculelor așchietoare prin reducerea timpului de bază ;

— asigurarea posibilităților de suprapunere în timp a operațiilor sau a fazelor ;

— asigurarea posibilităților de reducere a timpilor auxiliari.

Posibilitățile de reducere a timpilor auxiliari se referă la utilizarea unor dispozitive sau metode, ca :

— dispozitive mecanizate și automatizate pentru a ușura și accelera încărcarea cu piese a mașinilor-unelte (electropalane, macarale rotitoare, grinzi rulante, buncăre, magazine etc.) ;

— dispozitive moderne, mecanizate și automatizate, pentru așezarea și prinderea pieselor de prelucrat (universale și pinole pneumatice, dornuri cu funcționare rapidă etc.) ;

— dispozitive rapide și automatizate pentru fixarea sculelor așchietoare (portcuțite multiple, capete revolver montate în păpușa mobilă sau pe sanie etc.) ;

— dispozitive care asigură obținerea dimensiunilor necesare, cu participarea minimă a muncitorului (limitatoare, verniere, mecanisme speciale pentru automatizarea deplasărilor active și în gol ale săniilor, suporturi hidraulice de copiat etc.) ;

— dispozitive de mecanizare a controlului pieselor prelucrate ;

— dispozitive care asigură automatizarea completă a întregului ciclu de prelucrare a piesei ;

— metoda prelucrării de grup, la care diferitele repere se sortează pe grupe, pe criterii de înrudire tehnologică sau după echipamentul folosit etc.

În continuare se prezintă cîteva exemple de modernizări care se realizează centralizat în cadrul M.I.C.M. și care au dat rezultate satisfăcătoare pentru generalizare.

Asigurarea condițiilor de folosire cît mai completă a posibilităților sculelor așchietoare prin reducerea timpului de bază

La strungul Victoria—S2 (∅ 500), fabricat la Uzina de strunguri — Arad între anii 1950 și 1952, turația este de 475 rot/min și puterea de 4,5 kW, pentru varianta I, și de 600 rot/min și 7 kW pentru varianta a II-a.

Mărirea turației maxime de la o variantă la cealaltă s-a făcut prin schimbarea diametrului celor două roți de curea de la electromotor.

Pentru a se mări turația la 950, respectiv 750 rot/min, adică pentru a se deplasa domeniul de turații și mai sus, s-au înlocuit primele două perechi de roți dințate din cutia de viteze.

La omologarea prototipului strungului modernizat Victoria—S2M, în anul 1962, s-a constatat că strungul se comportă corespunzător, fără ca lagărele, și în special cel din față care este din bronz masiv, să se încălzească exagerat. Strungul poate funcționa și la turația de 1 200 rot/min, însă pentru o durată continuă maximă de 20—30 min.

Această modernizare s-a aplicat pînă în prezent la circa 40 de strunguri și se va aplica în anul 1965 la alte 22 de strunguri Victoria—S2.

În acest caz, productivitatea relativă ε a strungului Victoria — S2M se calculează cu relația [1] :

$$\varepsilon = \frac{Q'}{Q} = \frac{q}{(1 - k')\,q + k'},$$

în care Q și Q' sînt productivitatea înainte și după modernizare ; q — coeficientul de creștere a vitezei după modernizare, și k' — cota parte a timpului de bază din timpul pe bucată.

În graficul din figura 1 este arătată variația productivității strungului Victoria — S2M pentru diferite creșteri ale vitezei de așchiere.

Dacă, de exemplu, $k' = 0{,}36$ și $q = 950 : 600 = 1{,}58$, rezultă $\varepsilon = 1{,}16$, adică 116%.

Asigurarea posibilităților de suprapunere în timp a operațiilor sau fazelor (capul de găurit cu patru axe reglabile pentru modernizarea mașinii de găurit tip G40 — Înfrățirea)

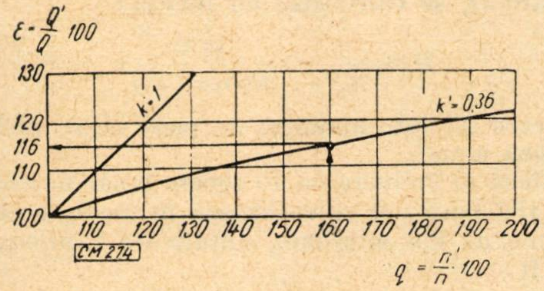


Fig. 1

Acest cap de găurit (fig. 2) se compune dintr-un corp principal *1* cu sistem de prindere pe mașină, o bucșă-pinion centrală *2* cu rulmenții respectivi, blocurile satelit *3* din interiorul corpului principal rotindu-se în jurul bucșei-pinion, capacul de închidere *4* al corpului principal și blocurile portsculă *5*, care se rotesc în jurul axelor tubulare ale blocurilor satelit.

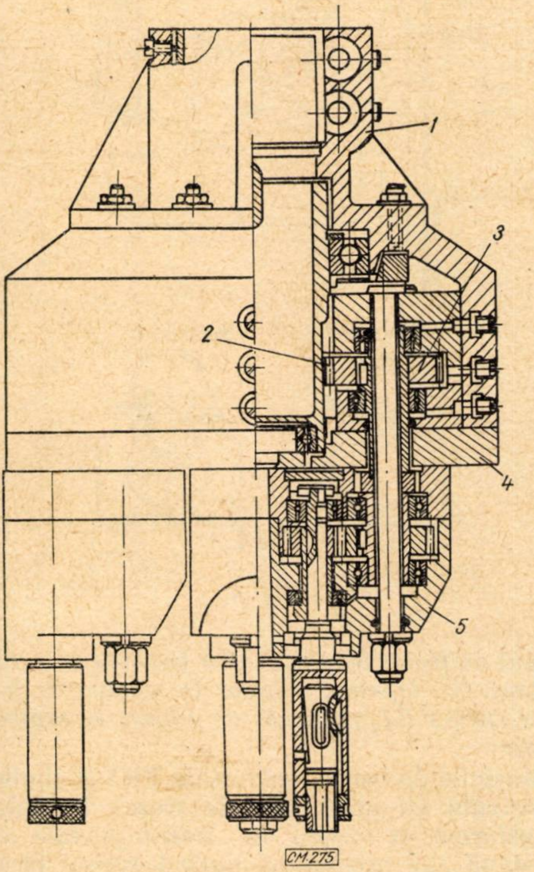


Fig. 2

Corpul principal este executat din aliaj de aluminiu AAT Si 12. Roțile dințate și rulmenții din interiorul corpului se ung cu vaselină.

Alegerea poziției de lucru a axelor portsculă se face în așa fel încît rezultanta forțelor de avans al celor patru burghie să coincidă cu axa principală a mașinii de găurit sau să fie în interiorul diametrului pinolei mașinii. Axele găurilor pot fi dispuse între două cercuri cu diametrul minim de 84 mm și diametrul maxim de 276 mm, corespunzătoare mașinii G40.

Diametrul maxim al găurilor ce se pot prelucra cu acest cap în piese din oțel cu rezistența de rupere la tracțiune de 75 kgf/mm² este de 16 mm. În general, pentru găuri cu diametre mai mari decît 12 mm, este necesar să se calculeze puterea și forța necesară pentru a nu se depăși puterea mașinii.

Raportul de transmitere între axul principal al mașinii și axele portsculă ale capului este de $1 : 0,459 = 2,18$ (fig. 3).

În figura 3 apare schema cinematică a capului de găurit cu patru axe reglabile. Greutatea capului de găurit este de circa 71 kg, astfel că acesta trebuie echilibrat cu un sistem suplimentar cu contragreutăți, montat lateral pe corpul mașinii de găurit.

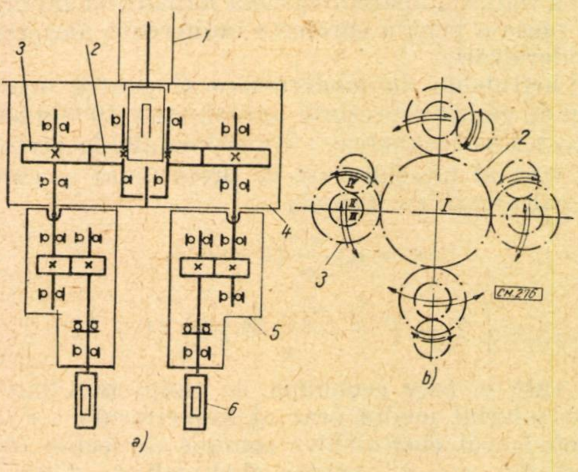


Fig. 3

La omologarea prototipului proiectat și realizat de Uzina mecanică Muscel — Cîmpulung s-au constatat bătăi sub 0,05 mm, la cele patru capete, admise prin caietul de sarcini, iar la găurirea în dispozitiv, pe adîncimi de 50 mm, cu burghie de 13 și 15 mm, s-au constatat devieri de 0,05 la 0,1 mm.

Numărul minim *n* de piese pentru care este indiferentă folosirea mașinii de găurit G40 — Înfrățirea înainte și după modernizare se calculează cu relația [3]:

$$n = \frac{T'_p - T_p}{T - T'},$$

în care T_p și T'_p sînt timpii de pregătire înainte și după modernizare, iar T și T' — durata ciclului înainte și după modernizare.

Pentru capul de găurit cu patru axe, diferența timpilor de pregătire a mașinii de găurit înainte și după modernizare reprezintă 25 min, așa că numărul minim de piese scade de la 50 bucăți pentru $T-T' = 0{,}5$ min pînă la 10 bucăți pentru $T-T' = 2{,}5$ min (fig. 4).

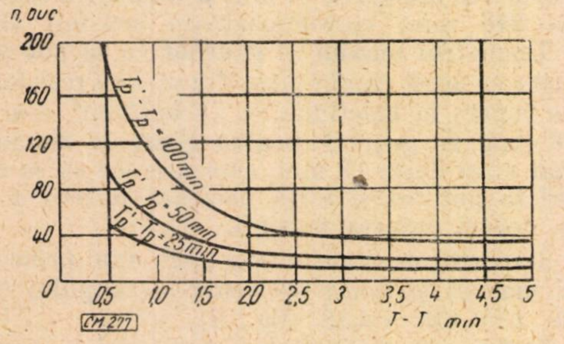


Fig. 4

În figura 4 apare diagrama numărului minim de piese n pentru care este indiferentă alegerea modernizării.

Cheltuielile de modernizare C pentru acest cap de găurit reprezintă aproximativ 10 000 lei. Acestea se recuperează din economiile la prețul de cost al pieselor care se prelucrează și care se calculează cu formula :

$$e = e_t \cdot \frac{s}{60} \cdot (1 + r) =$$

$$= \left(T - T' + \frac{T'_p - T_p}{n} \right) \cdot \frac{s}{60} (1 + r),$$

în care e_t este economia de timp, min/buc. ; s — salariul mediu orar al muncitorului ; r — coeficientul cheltuielilor comune ale secției (de exemplu, $r = 2{,}7$ pentru cheltuieli de 270%), și n — numărul pieselor din lot.

Costul capului de găurit se va recupera după prelucrarea unui număr N de piese, calculat cu relația :

$$N = \frac{C}{e} = \frac{60 \cdot C}{e_t \cdot s (1 + r)}.$$

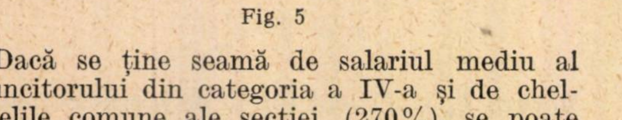


Fig. 5

Dacă se ține seamă de salariul mediu al muncitorului din categoria a IV-a și de cheltuielile comune ale secției (270%), se poate trasa o diagramă, cum este cea indicată în figura 5, în care apare variația numărului minim de piese de prelucrat pentru recuperarea cheltuielilor de modernizare pentru capul de găurit cu patru axe reglabile (curba 1) și pentru capul de frezat lateral (curba 2).

Durata de recuperare a cheltuielilor de modernizare D_r se calculează cu relația :

$$D_r = \frac{C}{N_a \cdot e} = \frac{60 \cdot C}{N_a \cdot e_t \cdot s (1 + r)},$$

în care N_a este numărul de piese ce se prelucrează anual.

Dacă se prelucrează 10 repere lunar în loturi de 150 bucăți și se realizează în medie o economie de 0,6 min/buc., durata de recuperare va fi :

$$D_r = \frac{60 \times 10\,000}{10 \times 150 \times 12 \times 0{,}6 \times 4{,}05\,(1 + 2{,}7)} = 3{,}7 \text{ ani.}$$

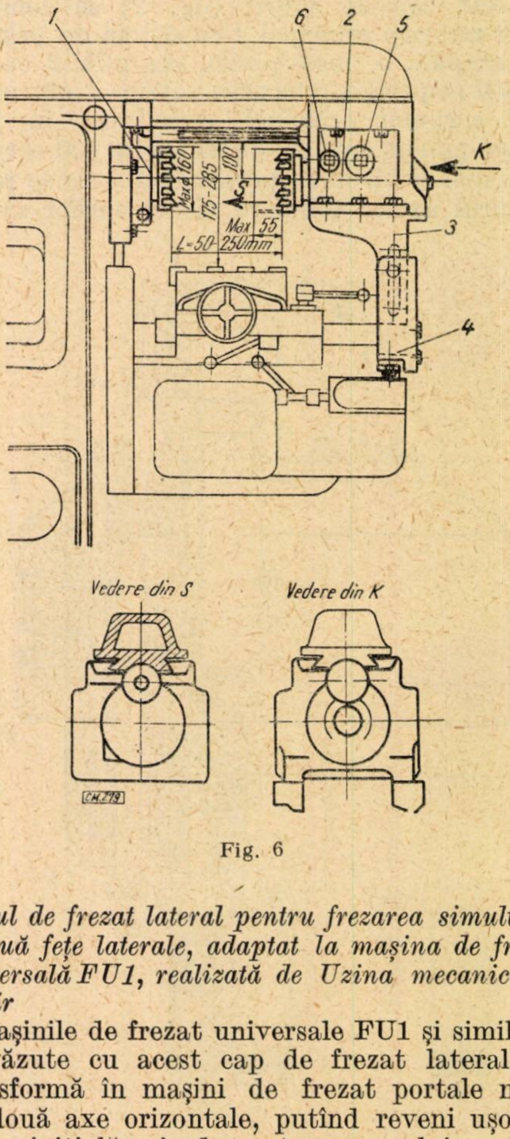


Fig. 6

Capul de frezat lateral pentru frezarea simultană a două fețe laterale, adaptat la mașina de frezat universală FU1, realizată de Uzina mecanică — Cugir

Mașinile de frezat universale FU1 și similare, prevăzute cu acest cap de frezat lateral, se transformă în mașini de frezat portale mici, cu două axe orizontale, putînd reveni ușor la forma inițială prin demontarea capului.

Capul de frezat (fig. 6 și 7) se compune din corpul axului fix *1*, corpul axului mobil *2*, suportul pentru ghidare orizontală *3*, suporturile pentru ghidare verticală *4*, șurubul *5*, pentru reglarea axului și șurubul de blocaj *6*.

Iniţial, capul de frezat a fost executat într-o formă în care corpul axului mobil era fixat numai pe consola maşinii de frezat, ceea ce ducea la vibraţii, deci la o calitate necorespunzătoare a suprafeţei prelucrate.

Prin rigidizarea sistemului cu ajutorul suporturilor fixate pe masa maşinii, s-a reuşit să se execute un dispozitiv care a dat rezultate bune. În 1963—1964, Uzinele ,,Tractorul'' — Braşov au fabricat pentru diferite întreprinderi 40 de capete de frezat lateral, urmînd să execute în anul 1965 încă 15 bucăţi.

Diferenţa de timp de pregătire este de 50 min. În acest caz, numărul minim de piese prelucrate necesar pentru recuperarea cheltuielilor de modernizare variază în raport cu economia de timp în minute, aşa cum se arată în graficul din figura 4. Costul capului de frezat lateral se recuperează conform graficului din figura 5.

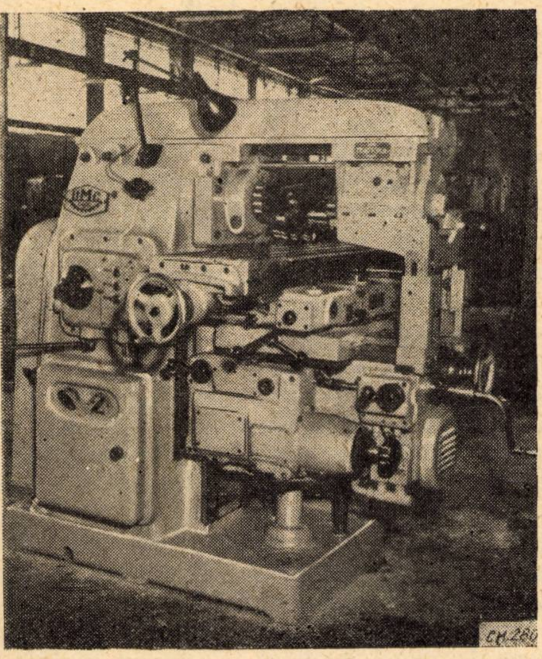


Fig. 7

Asigurarea posibilităţilor de reducere a timpilor auxiliari prin folosirea de dispozitive universale

În continuare se prezintă cîteva exemple de dispozitive universale realizate în cadrul M.I.C.M.

a) *Dispozitive de strîngere mecanizate.* Pentru prinderea materialului laminat sau a semifabricatelor în scopul prelucrării la strungurile paralele sau revolvere, se folosesc ca dispozitive de strîngere diferite tipuri de universale. Mai răspîndite sînt cele cu acţionare pneumatică ; mai puţin răspîndite, cele cu acţionare hidraulică şi electrică.

La Baza de cercetare şi experimentare I.C.T.C.M. s-a realizat un cilindru rotativ cu două pistoane, avînd diametrul interior de 250 mm şi cursa de 40 mm, care dezvoltă la tija pistonului o forţă de 3 400 kgf, la o presiune a aerului de 4 kgf/cm^2, după 5 s, şi de 4 300 kgf/cm^2, la o presiune a aerului de 5 kgf/cm^2, după 10 s.

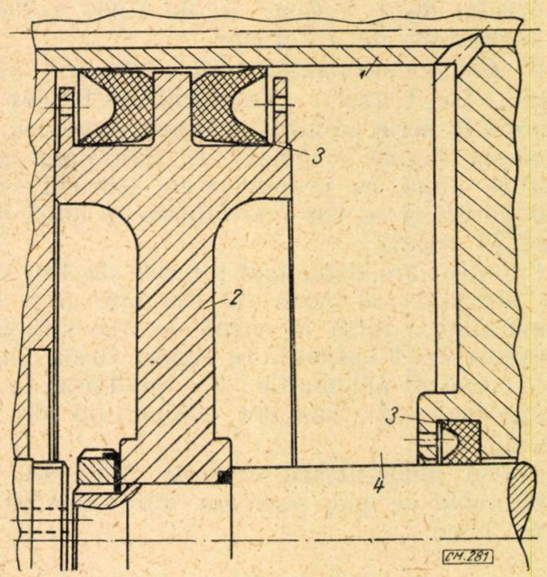


Fig. 8

Etanşeitatea pistonului a fost obţinută prin garnituri din cauciuc în V, aşa cum se arată în figura 8 în care apare o secţiune prin cilindrul dublu.

În figura 8 s-a notat : *1* — cilindru ; *2* — piston ; *3* — garnitură în V din cauciuc ; *4* — tija pistonului.

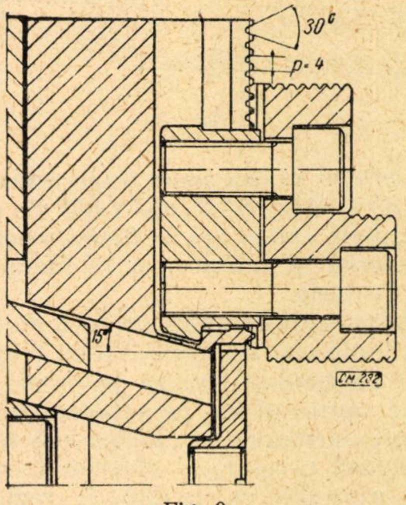


Fig. 9

S-au mai realizat universale mecanizate cu acţionare exterioară, funcţionînd printr-o bară, şi cu acţionare încorporată în universal.

Universale mecanizate cu acţionare exterioară au fost realizate de tipul cu pîrghii şi cu pene. Universalul cu pîrghii nu a dat rezultate satisfăcătoare, fiind prea greu şi de precizie redusă. Universalul cu pene, avînd 4 serii de 3 fălci universal-reglabile (fig. 9), pe suport culisant cu dinţi, are un domeniu de strîngere similar cu cel al universalului cu acţionare manuală. La probă s-au realizat forţe de strîngere pe falcă de 1 500 kgf/cm^2, la o presiune a aerului de 4 kgf/cm^2, şi de 1 900 kgf/cm^2, la o presiune de 5 kgf/cm^2.

b) *Pinole pneumatice pentru strungul S3—1A62.* La Uzinele „Tractorul" — Braşov se fabrică în serie cilindri pneumatici pentru acţionarea rapidă a pinolei la strunjirea între vîrfuri. Pînă în prezent s-au fabricat circa 200 bucăţi şi se vor mai fabrica în anul 1965 încă 45 bucăţi.

Cilindrul are diametrul interior de 150 mm, iar pistonul are cursa de 150 mm (fig. 10), dezvoltînd o forţă la şurub de 570 kgf, la o presiune de 4 kgf/cm^2. În figura 10 s-a notat : *1* — cilindrul pneumatic ; *2* — conducta de aer comprimat ; *3* — maneta robinetului de comandă.

Costul modernizării este de 2 300 lei, iar cheltuielile se pot recupera din economii în circa 3 ani.

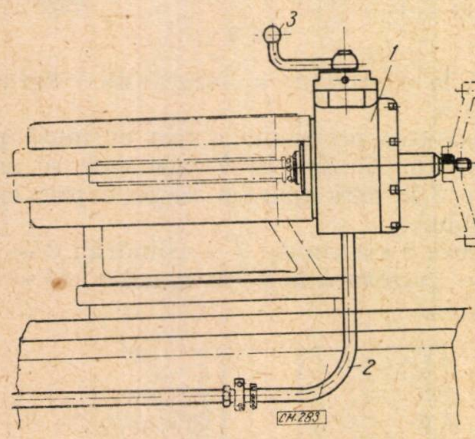


Fig. 10

c) *Limitator pentru sania transversală a strungurilor S3—1A62, S3M şi SN400.* Se utilizează la strunjirea exterioară a diametrelor la cotă fixă (exterior şi interior) şi la filetare pentru lucrări de serie.

Se compune dintr-un liniar *1,* cu două cursoare *2,* cu tampoane reglabile *3* şi un opritor fix *4* (fig. 11). Liniarul se fixează pe sania transversală, iar opritorul fix, pe suportul transversal. Pe liniar, cursoarele se deplasează în funcţie de diametrul necesar, se blochează cu cepul *6* şi cu şuruburile cu piuliţă *7,* reglarea fină făcîndu-se cu un şurub cu filet fin *3,* care după reglarea la cotă poate fi blocat cu şurubul *5.*

Asemenea sisteme se folosesc la strungurile importate DLZ430, DLZ630, Niles, Schaerer etc. La strungul S3—1A62, manevrarea suportului transversal se face numai manual pentru limitare la diametru, deoarece acest tip de strung este dotat cu un mecanism de suprasarcină cu melc căzător, care nu răspunde fidel tuturor tamponărilor, forţa de decuplare necesară crescînd sensibil cu avansul. Pe de altă parte, pentru decuplarea automată a melcului este necesară o forţă relativ mai mare, sub acţiunea căreia limitatorul se poate deplasa.

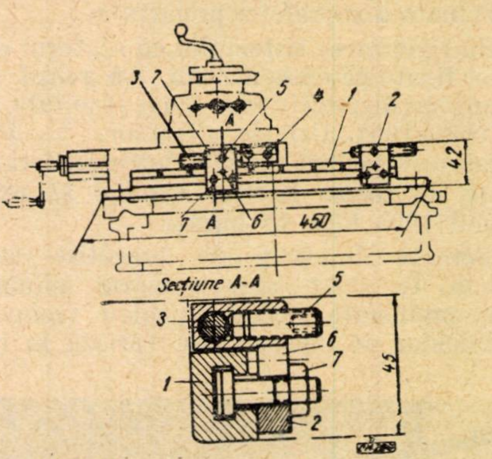


Fig. 11

Cheltuielile de modernizare se ridică la 600 lei, iar recuperarea cheltuielilor din economii se poate face într-un an, ţinînd seamă de creşterea productivităţii cu circa 10%.

Precizia asigurată la tamponare manuală este de circa 0,05 mm. Se execută în serie la Uzinele „Steagul-roşu" — Braşov.

d) *Dispozitiv de mecanizare a avansului păpuşii mobile la găurire pe strungul S3—1A62.* Prin intermediul acestui dispozitiv (fig. 12), păpuşa mobilă a strungului se cuplează de cărucior. Ca urmare, păpuşa mobilă şi căruciorul se deplasează împreună, cu avansul asigurat de mecanismele de avans ale căruciorului.

Placa *1* a dispozitivului se fixează pe sania transversală a strungului. Această placă are un număr cu care se cuplează de o altă placă *2* fixată de placa de bază a păpuşii mobile. În timpul găuririi, ridicarea de pe ghidaje a păpuşii mobile este împiedicată de placa săniei transversale, care vine în contact cu cepul *3* presat în corpul păpuşii mobile.

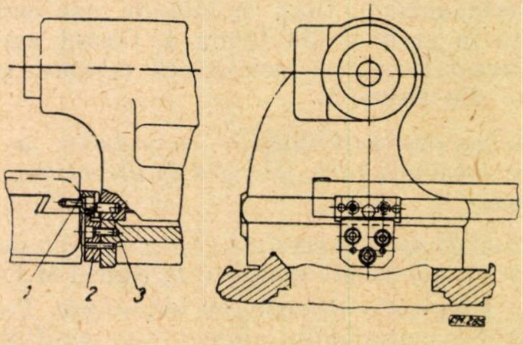


Fig. 12

Considerînd forţa de avans admisibilă la cărucior de 350 kgf, rezultă un avans admisibil de 0,15 mm/rot pentru găurirea unui oţel cu

$\sigma_r = 65$ kg/mm², şi de 0,3 mm/rot pentru găurirea fontei cenuşii cu HB = 195, cu burghiu elicoidal avînd diametrul de 20 mm.

Cheltuielile de modernizare se ridică la 600 lei, iar recuperarea cheltuielilor se face în circa 3 ani.

Dispozitivele se execută în serie la Uzinele ,,Unirea'' — Cluj.

e) *Portcuţit de filetare cu retragere automată, manevrat manual, pentru strungul S3—1A62.* Acest portcuţit se utilizează la filetarea rapidă pe strunguri. În literatura tehnică de specialitate sînt cunoscute mai multe variante de portcuţite : unele care se fixează pe suportul strungului, altele în locul suportului strungului sau al săniei superioare. Din cele şapte variante de portcuţite de filetare cu retragere automată s-a ales tipul cel mai convenabil din punct de vedere tehnic şi economic, rezultat din studiul întocmit de Uzinele ,,Înfrăţirea'' — Oradea.

Portcuţitul se montează şi se fixează în suportul strungului. Recuperarea cheltuielilor se face în circa 0,5 ani.

f) *Dispozitivul hidraulic de copiat, montat pe strungurile S3, S3M şi SN400.* În prezent se folosesc tot mai mult dispozitive hidraulice de copiat pentru prelucrarea suprafeţelor în trepte şi profilate, inclusiv a celor care au porţiuni cu pantă abruptă. Folosind aceste dispozitive, se poate obţine forma necesară a pieselor de prelucrat în acelaşi timp cu reducerea considerabilă a timpului de măsurare. Este suficient ca strungarul să controleze diametrul primei trepte sau al suprafeţei profilate de la care începe prelucrarea. Restul de dimensiuni depind de precizia şablonului şi a sistemului de copiat. Piesele de prelucrat au ca bază tehnologică faţa frontală, şi, de aceea, lungimea treptelor nu se măsoară.

Deoarece procesul de aşchiere este automatizat, devine posibilă, într-o mare măsură, folosirea unor regimuri de aşchiere mai intense decît la comanda manuală.

Folosirea capetelor hidraulice de copiat măreşte productivitatea cu 25—50% şi uneori chiar mai mult.

La uzinele ,,Tractorul'' s-a realizat un astfel de dispozitiv hidraulic de copiat, montat în spatele strungului SN400, care a dat rezultate satisfăcătoare, urmînd să fie omologat pînă la finele anului pentru fabricaţia în serie.

Concluzii

La baza alegerii soluţiei celei mai avantajoase de reducere a timpului de bază şi a timpului auxiliar pentru asigurarea condiţiilor de folosire cît mai completă a posibilităţilor sculelor aşchietoare trebuie să stea studiul tehnico-economic.

Aşa cum s-a arătat în exemplele realizate, alegerea soluţiei celei mai eficiente s-a făcut pe baza experienţei întreprinderilor constructoare de maşini din ţară şi din străinătate, concretizate în studii tehnico-economice, pe baza cărora s-a trecut la proiectarea, execuţia şi experimentarea prototipurilor.

Numai acele dispozitive sau modernizări care au dat rezultate satisfăcătoare au fost omologate şi asimilate pentru fabricaţia în serie.

În general, pentru ca o maşină-unealtă să prezinte o productivitate maximă este necesar ca aceasta să fie modernizată, atît în fabricaţia ei la uzinele constructoare de maşini-unelte, cît şi în exploatare, pe baza concepţiilor sugerate de cuceririle tehnicii mondiale.

În acest scop, este necesar ca inginerii şi tehnicienii să cunoască permanent progresele care se realizează în construcţia maşinilor-unelte.

Folosirea unor maşini-unelte care nu au fost fabricate sau modernizate în vederea utilizării unor scule moderne reprezintă un nonsens sau chiar o risipă cu nimic justificată.

---

[1] *Kucer, I. M.* şi *Kucer, A. M.* Modernizarea şi automatizarea maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1960. [2] *Koritnii, D. M.* Mecanizarea şi automatizarea lucrărilor la strunguri. Bucureşti, Editura tehnică, 1964. [3] *Rossi, M.* Macchine-utensili moderne. Milano, Hoepli, 1960.

CZ 621.914.2

Freze melc cu protuberanță

PETRE DRIG

Danturarea prin rostogolire a roților dințate în vederea rectificării flancurilor dinților se făcea înainte prin două metode:

— cu freză melc normală, de finisare, prin retragere, în acest mod rămînînd un plus de rectificare atît pe flancul dintelui, cît și pe fundul golului dintre dinți;

—cu freză melc specială, cu dintele subțiat, dar cu înălțimea dintelui normală, rămînînd în acest caz un plus de rectificare pe flancurile dinților și pe porțiunea de racordare între flancul dintelui și fundul golului dintre dinți.

Ultima metodă nu prezintă un avantaj prea mare, operația de rectificare fiind tot atît de greoaie și de periculoasă ca și în primul caz, totuși timpul de rectificat era ceva mai redus.

Singurul avantaj evident era — bineînțeles pentru o producție neorganizată sau pentru o necesitate incidentală — că se puteau folosi frezele melc normale și nu se cerea execuția unei freze speciale, care, oricum, este destul de costisitoare.

Pentru producția de serie, organizată, existența frezei speciale devine obligatorie pentru fabricarea roților dințate, micșorînd prețul de cost și mărind productivitatea.

În operația de rectificare a danturilor apare un moment critic atunci cînd piatra de rectificat atinge fundul golului dintre dinți.

Dintre neajunsurile ce pot apărea în această situație se menționează:

— la atingerea fundului danturii, piatra intră în vibrație și nu mai poate genera developanta de cerc care constituie flancul dintelui; uneori chiar se sparge;

— uzura pietrei la periferie este mult mai accentuată și mai rapidă, trebuind deci rectificată mai des;

— este greu să se dea pietrei profilul ultimei porțiuni a piciorului dintelui.

În scopul înlăturării acestor inconveniente se pot utiliza freze melc cu anumite caracteristici, care, pe lîngă că asigură plusul de rectificare dorit, aduc fundul golului și ultima parte a piciorului dintelui — partea ce se racordează cu fundul — la cotele finale, așa că piatra va trebui să rectifice numai suprafața în evolventă.

Singurul element al frezei care se modifică în comparație cu frezele melc de danturare obișnuite este dintele.

Astfel, grosimea dintelui pe coarda cercului de divizare se micșorează cu dublul plusului de rectificare prevăzut pentru un flanc al dintelui piesei.

Acest plus de rectificare prevăzut pentru flancul dintelui și tradus printr-o subțiere a grosimii dintelui frezei melc poartă denumirea de protuberanță (fig. 1).

Ca această subțiere a dintelui să nu lase un plus de rectificare la racordarea piciorului dintelui, capul dintelui frezei este modificat în sensul că ultima parte a dintelui are muchiile rotunjite cu două arce de cerc a căror rază este egală cu raza de racordare de la piciorul dintelui piesei și a căror distanță a centrelor este astfel aleasă ca profilul dintelui piesei în partea de racordare să rămînă la cota finală.

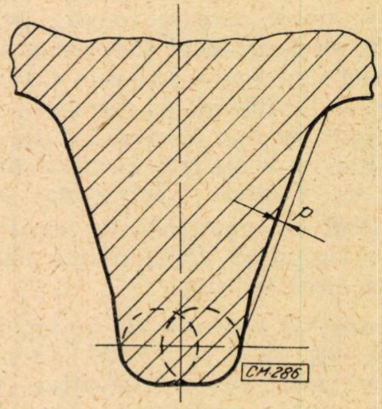


Fig. 1

În definitiv, această suprafață rămasă la cota finală este înfășurătoarea pozițiilor succesive ocupate de elementul final al capului dintelui sculei.

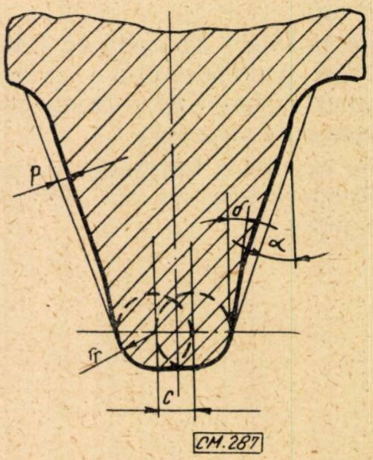


Fig. 2

Problema construcției unei asemenea freze constă în a determina următoarele elemente ale dintelui sculei (fig. 2): protuberanța p, unghiul de angrenare α, raza de racordare de la capul dintelui r_r, distanța dintre centrele cercurilor celor două arce de cerc c, unghiul δ al dreptei de racordare a arcului de cerc şi a flancului dintelui.

Plusul de rectificare pe fiecare flanc se ia de obicei $0{,}08 \div 0{,}1$ mm.

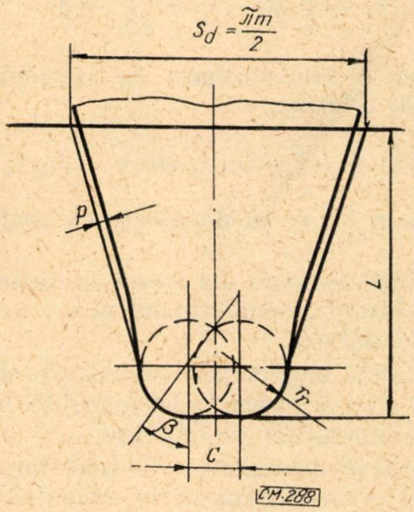


Fig. 3

Pe lîngă acest plus trebuie să se adauge şi o cantitate oarecare care să compenseze abaterea la grosimea dintelui; acest adaos nu trebuie să fie mai mare ca abaterea admisă la grosime. Astfel, mărimea protuberanţei va fi:

$$p = (0{,}08 \div 0{,}1) + (0{,}08 \div 0{,}05);$$

$$p_{max} = 0{,}18 \text{ mm şi } p_{min} = 0{,}15 \text{ mm.}$$

Uneori însă acest adaos poate fi mai mic ca abaterea admisă pentru grosime (cînd jocul dintre dinţi este foarte mic).

Raza de racordare de la capul dintelui trebuie să fie pe cît e posibil mai mare; se ia de obicei $r_r = (0{,}3 \div 0{,}4)\, m$, m fiind modulul.

Distanţa dintre centrele celor două arce de racordare se deduce astfel (fig. 3):

$$c = S_d - 2\,(L \operatorname{tg} \alpha + r_r \operatorname{tg}\beta);$$

$$c = \frac{\pi m}{2} - 2\,(1{,}25\, m \operatorname{tg} \alpha + 0{,}3\, m \operatorname{tg} \beta).$$

Pentru cazul cînd $L = 1{,}25\ m$ şi $\alpha = 20°$:

$$c = m\left(\frac{\pi}{2} - 2{,}5 \times 0{,}36397 - 0{,}6 \times 0{,}70021\right);$$

$$c = m\,(1{,}5708 - 0{,}90992 - 0{,}42013) = 0{,}2403\, m\cdot$$

Pentru a avea siguranţa că la sfîrşitul operaţiei de rectificare piatra nu va atinge porţiunea de racordare a dintelui, distanţa c se va mări cu toleranţele la grosimea dintelui:

$c = S_d - m\ (2{,}5 \operatorname{tg}\alpha + 0{,}6 \operatorname{tg}\beta) + 0{,}04$ pentru module pînă la 2,5;

$c = S_d - m\ (2{,}5 \operatorname{tg}\alpha + 0{,}6 \operatorname{tg}\beta) + 0{,}05$ pentru module pînă la 4;

$c = S_d - m\ (2{,}5 \operatorname{tg}\alpha + 0{,}6 \operatorname{tg}\beta) + 0{,}062$ pentru module peste 4.

În ce priveşte unghiul de angrenare α, la un plus de rectificare uniform pe tot flancul dintelui se poate lua $20° \pm 10'$ pentru module mai mari ca 2,5 şi $20° \pm 12'$ pentru module mai mici ca 2,5; la plusurile de rectificare în formă de virgulă şi cu dantura înclinată cu unghiul β, valoarea lui α este determinată de relaţia:

$$\operatorname{tg}\, \alpha_n = \operatorname{tg}\, \alpha_{ax} \cdot \cos \beta,$$

$\operatorname{tg}\, \alpha_{ax}$ fiind dedusă din relaţia:

$$\cos \alpha_{ax} = \frac{r_b \cdot \cos \beta}{m_n},$$

în care:

r_b este raza cercului de bază;
β — unghiul de înclinare a danturii;
m_n — modulul normal.

Confecţionarea unei freze melc cu un profil de dinte de forma arătată este destul de dificilă, chiar numai din cuţit, fără a mai considera rectificarea suprafeţelor, care este imposibilă. De altfel, această formă nu este de nici o utilitate practică.

În scopul remedierii acestor neajunsuri, rotunjirea se racordează cu flancul dintelui printr-o dreaptă înclinată la $\delta = 10°$.

Pentru determinarea razei r_i a arcului punctelor de intersecţie a flancurilor dinţilor cu curba descrisă de vîrful dintelui sculei se notează cu K punctul de intersecţie a tangentei la cercul de bază, dusă din centrul de rotaţie C; punctul K descrie un cerc cu raza R în jurul punctului C (fig. 4).

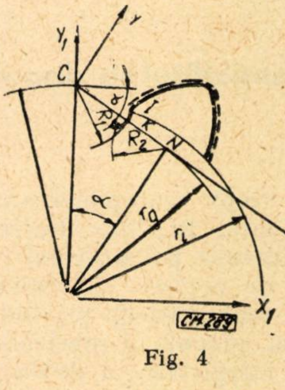


Fig. 4

De asemenea, se poate înlocui cu suficientă precizie evolventa flancului dintelui cu un arc de cerc cu raza R_2 şi centrul în punctul de tangenţă N. Punctul exterior de intersecţie a cercurilor cu razele R_1 şi R_2 va determina, faţă de centrul O, cercul de rază r_i, care va fi cerc de bază pentru evolventa care începe din punctul de intersecţie.

Mărimile necesare se determină astfel (fig. 5) :

$$R_1 = CM + rm\,\frac{km - xm - rm}{\sin\alpha} + rm\,;$$

$$CN = A = r_0 \sin\alpha\,;$$

$$R_2 = A - R_1 + p_n - s_f\,.$$

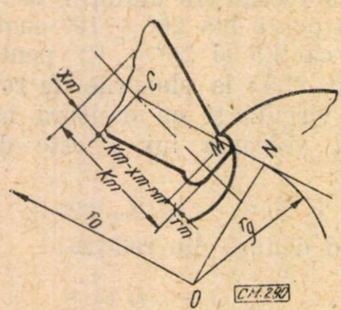


Fig. 5

în care :

p_n este protuberanţa ;

s_f — plusul de rectificare pe flanc ;

k = 1,25 ;

x = 0,2 ÷ 0,28 ;

r = 0,3 ÷ 0,4 ;

m — modulul.

Scriind ecuaţiile cercurilor cu raza R_1 şi R_2 în raportul sistemului avînd CN ca axă x, rezultă :

$$x^2 + y^2 = R_1^2\,;$$

$$(x - A)^2 + y^2 = R_2^2\,.$$

Eliminînd pe y se găseşte :

$$2Ax = R_1^2 - R_2^2 + A^2.$$

Rezultă :

$$x_1 = \frac{R_1^2 - R_2^2 + A^2}{2A}\,;$$

$$y_1 = \sqrt{R_1^2 - \left(\frac{R_1^2 - R_2^2 + A^2}{2A}\right)^2}\,.$$

Făcînd o transformare de coordonate, se ajunge la relaţia :

$$r_i = \sqrt{r_0^2 + R_1^2 - 2r_0\,x_1 \sin\alpha + 2r_0\,y_1 \cos\alpha}.$$

Valoarea lui r_i nu depăşeşte cu mult valoarea r_o.

Celelalte elemente ale frezei se determină în modul obişnuit, neprezentînd nici o noutate şi nici o schimbare.

Avantajele importante prezentate de astfel de scule cum şi execuţia lor îngrijită le impun în toate operaţiile de eboşare.

Singurul inconvenient — de mică importanţă, de altfel — este faptul că la execuţia dintelui va trebui să se utilizeze un cuţit în prealabil fasonat şi eventual să se execute şi cîte o moletă pentru fiecare modul în parte.

Aceste două scule auxiliare sînt necesare pentru obţinerea unui dinte de freză cu flancurile simetrice.

În condiţiile considerate, scula obţinută va fi o sculă de calitate, chiar dacă operaţia la care se va utiliza va fi o operaţie de eboşare. Operaţia de rectificare a flancurilor dinţilor piesei va fi uşurată în sensul că partea cea mai dificilă, reglarea, se face mult mai uşor, flancurile dintelui fiind simetrice.

CZ 621.941.24-442

Sensibilitatea dispozitivelor hidraulice de copiat la strunguri

GHEORGHE GĂINĂ

Lucrarea are drept scop punerea în evidenţă a corespondenţei în timp dintre mişcarea unei scule şi mişcarea palpatorului unui mecanism hidraulic de copiere, determinarea unor criterii (relaţii matematice) privind sensibilitatea transmisiei, precum şi precizarea metodei de cercetare şi înregistrare a deplasărilor.

Se foloseşte o transmisie hidraulică, deoarece durata executării comenzii de către sertarul distribuitor este de ordinul 1/100 s, în timp ce durata aceleiaşi operaţii pentru un mecanism comandat de un electromagnet este de 1/10 s.

Schimbarea vitezei se realizează prin variaţia debitului de lichid, fie prin reglarea debitului pompei, fie prin introducerea unei rezistenţe reglabile la ieşirea din servomotor.

Lucrul mecanic efectuat de pompă nu se transmite integral la sculă, rezultînd din această cauză pierderi volumice şi hidraulice. Pierderile volumice cresc cu presiunea p şi cu debitul Q.

1. *Principiul de funcţionare la dispozitivele hidraulice de copiat*

Palpatorul *9*, reprezentat în figura 1, transformă semnalul de intrare determinat de şablon într-o deplasare la servomotor, antrenînd cuţitul *12*. În figura 1 sînt reprezentate : pompa *1* (11—14 kgf/cm² şi 6,7 l/min) ; ventilul de siguranţă *2* ; ventilul pentru reglarea presiunii

3; ventilul de întoarcere rapidă *4*; pistonul diferențial *5*; strangularea *6*; inelul de etanșare *7*; distribuitorul *8*; dispozitivul de reglare a palpatorului *9*; pozițiile traductoarelor inductive *10 a* și *10 b*; manometrul *11* și cuțitul de așchiere *12*.

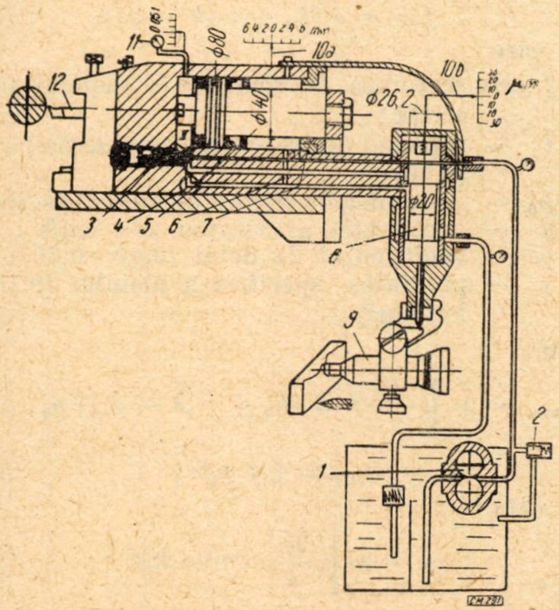


Fig. 1

Pistonul diferențial *5* al servomotorului este fix, iar cilindrul execută deplasarea sculei. Traiectoria palpatorului pe șablon este înregistrată la scară mărită cu ajutorul traductoarelor inductive de construcție specială, realizată de autor.

Dacă presiunea lichidului este mai mare, deplasarea sculei corespunde mai bine cu cea a palpatorului; de aceea se ating presiuni pînă la 60 at. Distanța dintre vîrful palpatorului și vîrful sculei, măsurată de la o bază comună, ar trebui să fie constantă în tot timpul prelucrării; practic însă, aceasta nu se poate realiza, datorită forțelor de inerție din sistem, frecărilor pieselor mobile, deformațiilor elastice ale conductelor de curgere a lichidului, viscozității și compresibilității uleiului, pierderilor de presiune și, mai ales, din cauza variației forțelor de așchiere care cresc cu grosimea așchiei și cu mărimea avansului. Se numește poziție de zero a dispozitivului hidraulic poziția pe care o ocupă sertarul atunci cînd avansul de transport este constant, adică sistemul este în repaus și asupra lui nu lucrează nici o forță exterioară. În acest caz, distanța dintre palpator și sculă corespunde cu poziția de zero a sertărașului care distribuie uleiul în cilindrul de forță, aducînd palpatorul în contact cu profilul șablonului. Această distanță se poate constata cu ajutorul traductoarelor, dintre care unul (*10 b*) montat la sertar și al doilea (10 *a*) la suportul portcuțit; se observă că această distanță crește sau scade fără ca palpatorul să părăsească șablonul, fără ca el să comande modificarea poziției sculei sau cilindrului portsculă. Distanța h_0 reprezintă cursa moartă a palpatorului, de ordinul 20—30 μm.

Pentru a se putea trece la modernizarea mașinilor-unelte universale și la construirea unor dispozitive perfecționate de urmărire, ar fi utilă și cercetarea altor parametri, eventual chiar prepararea unor lichide adecvate, de exemplu lichide metalice, folosirea unor tipuri de pompe care să reducă la minimum pulsațiile lichidului, cum și realizarea unor dispozitive de urmărire cu palpatoare de mică inerție. Totuși, în cadrul dispozitivelor existente se pot analiza parametrii care intervin în funcționare.

Pentru cercetarea sensibilității hidraulice s-au utilizat o serie de traductoare montate ca în figura 1, cu ajutorul cărora se determină constanta de timp a sistemului. Traductoarele inductive (fig. 2) au un gabarit foarte mic și permit alimentarea direct de la o rețea de 220 V prin intermediul unui transformator și al unui sistem de stabilizare a curentului; instalația comportă un aparat de măsură (milivoltmetru) etalonat direct în microni, un sistem de redresare a curentului alternativ etc.

Aceste traductoare au fost montate direct în capul sertărașului în scopul eliminării erorilor, iar un alt traductor, pe sania portcuțit. Impulsurile obținute de la aceste traductoare, ca urmare a deplasărilor liniare ale sertarului și suportului portcuțit, au fost dirijate la buclele unui oscilograf care a permis înregistrarea, pe o peliculă lată de 120 mm, a deplasărilor liniare, a presiunilor și a vitezelor.

2. *Studiul sensibilității transmisiei hidraulice*

Dispozitivul hidraulic de copiat pentru o sarcină la cuțit de 320 kgf, construit în R.P.R. pentru înzestrarea strungurilor S3, funcționează după schema hidraulică reprezentată în figura 2.

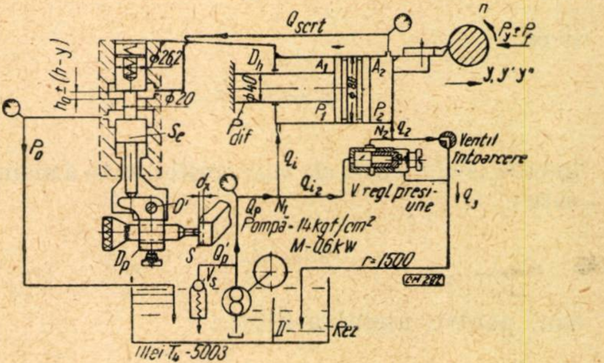


Fig. 2

Dacă palpatorul primește un impuls și se deplasează axial cu o mărime Δx, scula capătă o deplasare analogă Δy, însă cu o oarecare întîrziere. Jocul spațial este:

$$\varepsilon = \Delta x - \Delta_y = h_0 \pm (h - y), \qquad (1)$$

în care :

h_0 este poziţia de zero a sertăraşului ;
h — deplasarea sertăraşului faţă de poziţia zero ;
y — deplasarea vîrfului cuţitului.

Pe baza legii continuităţii şi ţinînd seamă de nodurile hidraulice din circuit, se poate scrie că debitul dat de pompă este :

$$Q_p = q_1 + q_2' . \tag{2}$$

Debitul care trece prin sertar (ventilul de întoarcere fiind închis) este :

$$Q_{sert} = q_2 + q_2', \tag{3}$$

de unde :

$$Q_p = q_1 + Q_{sert} + q_2. \tag{3'}$$

Neglijînd pierderile volumice într-un timp infinit mic dt, pentru o deplasare infinit mică dy a cilindrului portcuţit spre stînga, se poate scrie :

$$q_1 = - A_1 \cdot \frac{\mathrm{d}y}{\mathrm{d}t} = - A_1 \cdot y' \tag{4}$$

şi

$$q_2 = A_2 \cdot y' = A_2 \cdot u, \tag{5}$$

în care A_1 şi A_2 sînt ariile feţelor active ale pistonului diferenţial, cm^2 ; $A_2 \cdot u$ — debitul datorit comprimării uleiului în spaţiul mare al cilindrului.

Pe de altă parte, viteza de comprimare a uleiului este dată de relaţia cunoscută :

$$u = \frac{1}{K} A_2 p_2 , \tag{6}$$

în care :

$$K = \frac{2 A_2}{L \beta}, \tag{7}$$

deci :

$$u = \frac{L \beta p_2}{2}, \tag{8}$$

în care coeficientul de compresibilitate a uleiului este :

$$\beta = \frac{1}{E},$$

sau, pentru uleiul utilizat :

$$\beta = 4{,}9 \cdot 10^{-5}, \text{ cm}^2/\text{kgf}. \tag{9}$$

În cazul concret :

$$L = y', \text{ deci } u = \frac{\alpha p_2}{2} y'. \tag{10}$$

Scriind funcţia pătratică cunoscută a debitului de ulei prin fante, în funcţie de căderea de presiune $(p_2 - p_0)$, se obţine :

$$Q_{sert} = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_2 - p_0)}, \tag{11}$$

$$f = \pi \cdot d \, [h_0 \pm i \, (h - y)], \tag{12}$$

în care :

f este secţiunea de scurgere a uleiului prin sertar ;
i — raportul de transmisie pîrghie-palpator (0,65) ;
p_0 — presiunea de ieşire a uleiului din sertar ;
g — acceleraţia gravitaţiei 981 cm/s^2 ;
μ — coeficientul de debit (0,60—0,70) ;
γ — greutatea specifică a uleiului (9.10^{-4} kgf/cm^3) ;

sau :

$$Q_{sert} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \cdot \pi \cdot d \cdot [h_0 \pm i \, (h - y)] \sqrt{p_2}, \tag{13}$$

$$Q_{sert} = \xi \cdot f \cdot p_2^{1/2}, \tag{14}$$

în care :

$$\xi = \mu \cdot \sqrt{\frac{2g}{\gamma}}, \text{ cm}^2/\text{s} \cdot \text{kgf}^{0,5} ; \tag{15}$$

astfel p_2 din ecuaţia (14) se poate scrie :

$$p_2 = \left[\frac{Q_{sert}}{\xi \cdot f} \right]^2 . \tag{16}$$

Ecuaţia mişcării suportului cuţitului. Ţinînd seamă de suprafeţele utile A_1 şi A_2 ale pistonului diferenţial şi proiectînd pe axa Oy toate forţele care determină mişcarea cilindrului de execuţie, se poate scrie :

$$p_2 \cdot A_2 - p_1 \cdot A_1 - p_v \pm F_f - m \cdot y'' - c \cdot y' = 0, \tag{17}$$

în care :

p_v este componenta radială de aşchiere ;
F_f — forţa de frecare, kgf ;
m — masa părţilor mobile ale mecanismului hidraulic ;
c — coeficient de amortizare.

Din ecuaţiile (3), (4), (5) şi (10) se poate scrie :

$$Q_{sert} = Q_p - A_1 y' + A_2 y' + A_2 U_{ulei} = \sum Q \tag{18}$$

sau :

$$\xi \cdot f \sqrt{p_2} = \sum Q, \tag{19}$$

deci :

$$p_2 = \left[\frac{Q_p + (A_2 - A_1) y' + A_2 \cdot U_{ulei}}{\xi \cdot f} \right]^2 . \tag{20}$$

Înlocuind valoarea lui p_2 în ecuaţia (17), se obţine :

$$\left[\frac{Q_p + (A_2 - A_1) y' + A_2 \cdot U_{ulei}}{\xi \cdot f} \right] \cdot$$

$$\cdot A_2 - p_1 A_1 - P_v \pm F_f - my'' - cy' = 0 \cdot \tag{21}$$

În regim stabilizat și pentru ușurința calculelor se neglijează forțele care apar datorită accelerațiilor și efectului de amortizare a sistemului, întrucît nu au o influență de ordinul întîi asupra sensibilității hidraulice, astfel că ecuația (21) se poate aduce la forma :

$$\frac{Q_p+(A_2-A_1)\,y'+A_2\,U_{ulei}}{\xi\cdot f}=\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}. \quad (22)$$

Ținînd seamă de ecuația (10), se obține :

$$Q_p+(A_2-A_1)y'+A_2\cdot\frac{p_2}{2}\cdot\beta y'=\xi\cdot f\cdot$$

$$\cdot\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}} \quad (23)$$

sau :

$$y'=\frac{\xi\cdot f}{A_2\left(1+\frac{\beta}{2}\beta\right)-A_1}\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}-$$

$$-\frac{Q_p}{A_2\left(1+\frac{p_2}{2}\beta\right)-A_1}. \quad (24)$$

În sfîrșit :

$$y'=\frac{\xi\cdot f}{\lambda}\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}-\frac{Q_p}{\lambda}. \quad (25)$$

La dispozitivul hidraulic de copiat cu o singură direcție de lucru, sertărașul are o fantă constantă h_0 și această fantă se mărește atunci cînd viteza suportului de copiere y' devine nulă.

Integrînd :

$$\int_0^h y'=0\,;\quad y=h$$

sau :

$$y-h=0\,;$$

deci fanta sertărașului va fi :

$$h_0+i\,(h-y)=h_0,$$

atunci cînd cilindrul este în repaus.

În acest caz, secțiunea de trecere a uleiului prin fanta sertarului se poate scrie :

$$f_0=\pi\cdot d\cdot h_0\,. \quad (26)$$

Înlocuind această expresie în ecuația (25), se obține :

$$y'=0=\frac{\xi\cdot f\cdot d\cdot h_0}{\lambda}\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}-\frac{Q_{pompă}}{\lambda}$$

sau :

$$h_0=\frac{Q_p}{\xi\cdot\pi\cdot d}\sqrt{\frac{A_2}{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}}. \quad (27)$$

Din ecuația (27) se poate constata avantajul dispozitivului hidraulic de copiat după o coordonată, la care o dată cu creșterea sarcinii mărimea fantei h_0 scade și deci precizia crește, întrucît deplasarea sertărașului este mai mică.

Cu ajutorul valorii h_0 din ecuația (27), ecuația (25) se poate scrie, obținîndu-se viteza suportului de copiere :

$$y'=\frac{\xi\cdot\pi\cdot d}{\lambda}[h_0+i\,(h-y)]\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}-$$

$$-\frac{\xi\cdot\pi\cdot d\cdot h_0\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}}{\lambda} \quad (28)$$

sau :

$$y'=\frac{\xi\cdot\pi\cdot d}{\lambda}\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}\,i\,(h-y)$$

și deci :

$$y'=k\,(h-y), \quad (29)$$

în care :

$$k=\frac{\xi\cdot\pi\cdot d\cdot i}{\lambda}\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}. \quad (30)$$

Pentru o viteză a suportului de copiere diferită de zero, secțiunea fantei sertărașului este :

$$f=\pi\cdot d\,[h_0\pm i\,(h-y)] \quad (30a)$$

și din ecuația (27) :

$$Q_p=\xi\cdot\pi\cdot d\cdot h_0\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}. \quad (30b)$$

Se observă că în ecuația (30) coeficientul k reprezintă o mărime constantă a cărei semnificație fizică caracterizează sensibilitatea sistemului hidraulic.

Sensibilitatea hidraulică. Prin sensibilitate se înțelege raportul dintre valoarea mărimii obținute de la un sistem atunci cînd asupra lui lucrează o altă mărime și valoarea acestei ultime mărimi. În cazul mecanismului hidraulic analizat, sensibilitatea se poate exprima cu ajutorul valorii reciproce a constantei de timp, care se obține din relația (30).

Abaterea vitezei sistemului se poate obține din ecuația (30) prin derivare, rezultînd o expresie de forma :

$$\frac{\partial y'}{\partial\,(h-y)}=K=\frac{1}{T},\ s^{-1}, \quad (31)$$

sau :

$$\frac{\partial y'}{\partial\,(h-y)}=\frac{\xi\cdot\pi\cdot d\cdot i}{\lambda}\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}}. \quad (32)$$

Prin urmare sensibilitatea hidraulică va fi dată de relația :

$$S_h=\frac{\xi}{\lambda}\cdot\pi\cdot d\cdot i\sqrt{\frac{p_1\,A_1+P_v\pm F_f}{A_2}},\ \mathrm{s}^{-1}. \quad (33)$$

Din ecuația (33) se poate scrie direct timpul scurs între impulsul dat de șablon și efectul obținut la piesă, adică :

$$T = \frac{\lambda}{\xi \cdot \pi \cdot d \cdot i} \sqrt{\frac{A_2}{p_1 A_1 + P_v \pm F_f}}, \text{ s.} \qquad (34)$$

Timpul scurs între impuls și efect poartă denumirea de constanta de timp a mecanismului hidraulic. Sensibilitatea hidraulică exprimată prin relația (33) este o caracteristică importantă a mecanismului, întrucît ne arată gradul de perfecțiune al acestuia. Pentru a mări sensibilitatea este necesar să se mărească presiunea p_1; această majorare este însă limitată de criteriul stabilității.

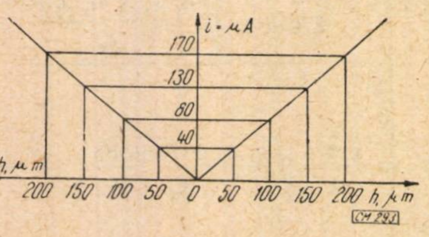


Fig. 3

De asemenea, o altă metodă este aceea de a mări presiunea de lucru la intrare.

Criteriile sensibilității. Din analiza relației (33) se deduce că sensibilitatea depinde de valoarea și de caracterul sarcinii aplicate la cilindrul de acționare, acesta fiind criteriul sarcinii ; de asemenea, sensibilitatea mai depinde de presiunea de lucru în cilindrul de acționare — criteriul presiunii — și de valoarea acoperirii ferestrelor de trecere de către gulerele pistonului sertărașului distribuitor, de tipul acestor ferestre, de mărimea suprafețelor de lucru ale pistonului diferențial — criteriul geometric — cum și de rezistența hidraulică, criteriul hidraulic. În sfîrșit, sensibilitatea depinde și de valoarea forțelor de frecare, de rigiditatea mecanismului, impunîndu-se atît utilizarea în viitor pentru construcția acestor mecanisme numai a materialelor cu alungire mică la solicitări mecanice și termice, cît și utilizarea unor lichide cu caracteristici superioare.

Determinarea experimentală. Sensibilitatea sistemelor hidraulice de copiat se poate determina cu ajutorul traductoarelor (fig. 4) care au o caracteristică de funcționare cu o pantă liniară suficient de precisă (fig. 3) pentru acest gen de cercetări.

Sub acțiunea mărimii mecanice care se măsoară, ca de exemplu deplasarea sertarului sau a suportului, armătura traductorului inductiv, montată elastic, se apropie de miezul circuitului magnetic, reducînd prin aceasta mărimea întrefierului δ și deci reluctanța circuitului.

Variația inductanței traductorului în funcție de mărimea întrefierului urmărește o lege hiperbolică, iar liniaritatea traductorului se poate lua pe o anumită porțiune din caracteristica lui.

Traductorul inductiv (fig. 4) este construit din patru bobine *1* dispuse simetric, dintre care o pereche formează înfășurarea primară și a doua înfășurarea secundară. Înfășurarea fiecărei bobine primare cuprinde 520 spire din cupru cu diametrul de 0,11 mm, care sînt alimentate la tensiunea de 18 V. La bornele înfășurării secundare este conectată o punte redresoare, dublu diferențială, formată din 8 diode tip CA 625, cu ajutorul căreia se obține redresarea curentului alternativ în curent continuu, ca urmare a deplasării armăturii traductorului ; acest curent trece din puntea diferențială redresoare la potențiometrul de reglaj prin sistemul de rezistență adițional, la milivoltmetru sau la bucla oscilografului mecanic.

Rezultatul înregistrării deplasării sertarului concomitent cu a suportului portsculă, pentru dispozitivul hidraulic de copiat (D.C.H. 320) fabricat la uzinele ,,Ilie Pintilie", este dat în oscilograma prezentată în figura 5a, pentru un regim de așchiere : $n = 380$ rot/min ; $s = 0,71$ mm/rot ; $P_v = 64$ kgf ; $t = 1$ mm. Analiza oscilogramei este redată în figura 5b

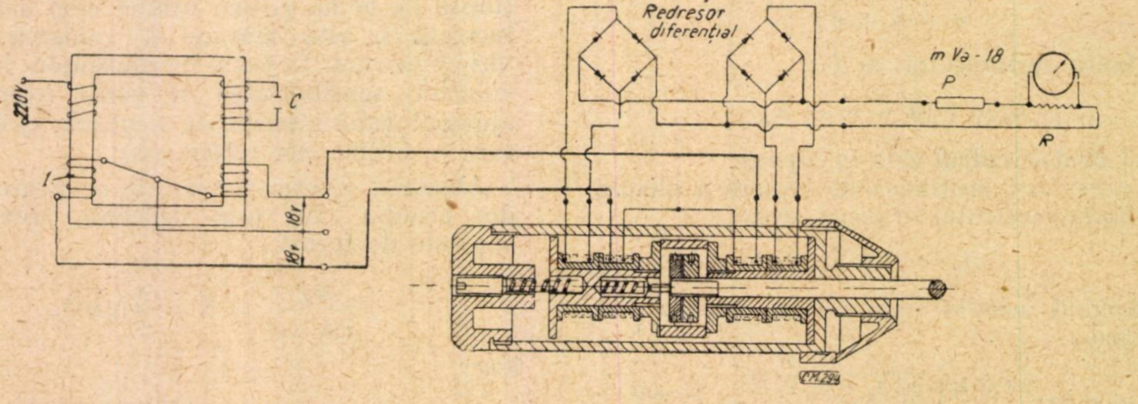
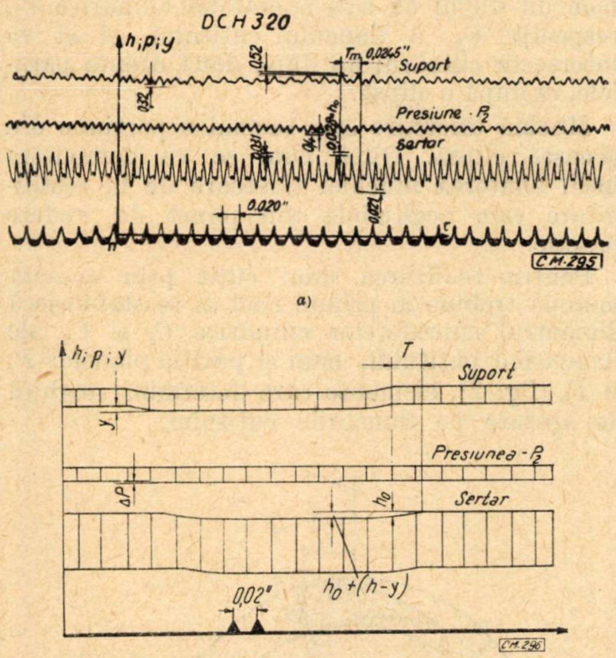


Fig. 4

($T = 0{,}0245$ s; $h_0 = 0{,}028$ mm; $h_0 + (h - y) = 0{,}031$ mm; $y = 0{,}32$ mm și $\Delta p = 0{,}4$ kgf/cm²), putîndu-se citi direct constanta de timp a dispozitivului, cu ajutorul căreia se determină sensibilitatea hidraulică, adică:



a)

b)

Fig. 5

$$S_h = \frac{1}{T} = \frac{1}{0{,}0245''} = 41,\ \mathrm{s}^{-1}. \qquad (35)$$

Prin multiplicarea datelor din oscilogramă cu un factor constant A_2, pentru sensibilitatea hidraulică se obține o relație de următoarea formă:

$$A_2 \cdot S_h = \frac{\partial y'}{\partial (h - y)} \cdot A_2 = \frac{\partial Q}{\partial (h - y)};$$

$$S_h = \frac{1}{A_2} \cdot \frac{\partial Q}{\partial (h - y)} = \frac{\pi \cdot d}{A_2} \sqrt{\frac{p_2}{\xi}}. \qquad (36)$$

Relația este valabilă pentru orice sistem hidraulic cu deplasare liniară.

Prin metoda expusă și aparatajul de cercetare realizat, se pot obține: înregistrarea constantelor de timp la diferite regimuri de lucru și pragul de insensibilitate a sistemului, care au o importanță practică în stabilirea justă a regimului de așchiere, arătîndu-se în același timp și gradul de precizie a întregului ansamblu.

---

[1] *Bașta, M. T.* Transmisiile hidraulice de urmărire ale mașinilor. București, Editura tehnică, 1961. [2] *Turicin A. M.* Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. București, Editura tehnică, 1957. [3] *Blackburn, F. J.* Ghidravliceskie i pnevmaticeskie silovîe sistemî upravleniia. Moscova, 1962 [4] *Leșcenko, B. A.* Ghidravliceskie slediașcie privodî dlia avtomatizații stankov. Moscova, 1962.

CZ 621.914.2 : 621.834

O metodă productivă de prelucrare a cuțitelor pentru dantura conică curbă

NICOLAE GUJA

In producția de serie a angrenajelor cu dantură conică curbă, consumul de cuțite pentru danturat atinge valori destul de ridicate, datorită atît numărului mare de cuțite ce echipează un cap portcuțit — 12 sau 16 la sistemul Gleason și 18 sau 24 la sistemul Fiat Mamanno — cît și exigențelor impuse muchiilor tăietoare ale acestor scule în vederea asigurării preciziei roților prelucrate, fapt care determină frecvente reascuțiri.

Executarea flancurilor cuțitelor pentru frezat dantură conică se face în mod obișnuit prin detalonare axială cu piatră de rectificat.

Această operație are ca scop realizarea a două condiții pe care trebuie să le îndeplinească un astfel de cuțit, și anume: realizarea unghiului de așezare pe flancurile și pe vîrful cuțitului, și asigurarea rectilinității muchiei tăietoare într-un plan ce trece prin axa capului portcuțit.

Operația de detalonare asigură aceste condiții, dar în același timp prezintă o productivitate scăzută.

În vederea înlăturării acestui inconvenient, în Uzina mecanică — Muscel a fost studiată și pusă la punct o metodă productivă de execuție a acestor cuțite, rectificarea flancurilor cuțitelor realizîndu-se pe o mașină de rectificat rotund, ceea ce asigură atît productivitatea, cît și o calitate a suprafeței mult mai bună decît în cazul detalonării obișnuite (fig. 1).

În acest caz, flancurile cuțitului nu mai sînt suprafețe elicoidale ca în cazul detalonării, ci suprafețe cilindrice avînd curba directoare un cerc în planul perpendicular pe axă.

Pozițiile suprafețelor cilindrice C_1 și C_2, care materializează fețele laterale ale cuțitului, sînt ilustrate în figura 2, cuțitul fiind considerat montat în capul portcuțit al mașinii de danturat.

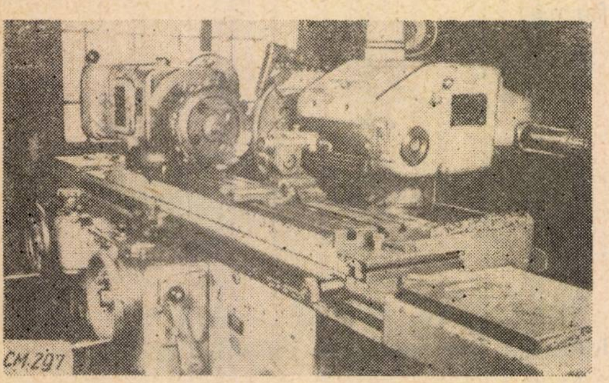


Fig. 1

Realizarea unghiului de așezare pe flancuri și pe vîrf este o urmare a deplasării axelor suprafețelor cilindrice ale flancurilor față de planul de simetrie a corpului cuțitului, plan de simetrie care în figura 2 coincide cu planul zOy prin așezarea corespunzătoare a cuțitului.

Axele suprafețelor cilindrice C_1 și C_2 sînt cuprinse în două plane paralele cu planul zOy, și anume P_e și P_i.

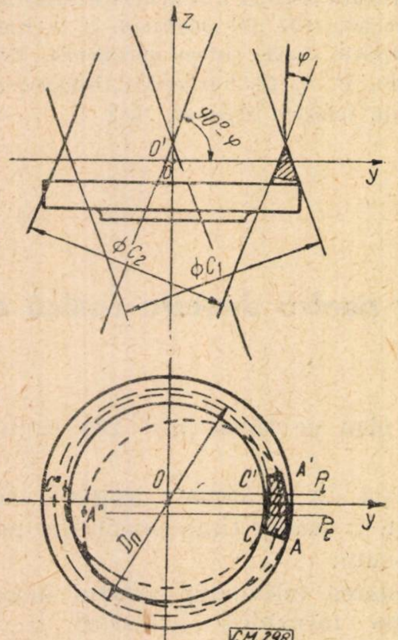


Fig. 2

Intersecțiile suprafețelor cilindrice C_1 și C_2 cu planul xOy, paralel cu suprafața de bază a capului portcuțit, sînt elipse, deci arcele AA' și CC' sînt arce de elipsă.

Urmarea deplasării axelor suprafețelor cilindrice este faptul că muchia tăietoare a cuțitului nu mai este riguros liniară în diferite etape ale ascuțirii cuțitului.

Planul în care se face ascuțirea cuțitului va face un unghi cu axa suprafeței cilindrice C_1, respectiv C_2, a flancului cuțitului, și el va intersecta cilindrul nu după două drepte paralele, ci după o elipsă.

Muchia tăietoare este tocmai o porțiune din această elipsă. După cum se va demonstra însă, abaterea muchiei tăietoare de la rectilinitate este neglijabilă din punct de vedere practic.

Pentru realizarea unui cuțit prin această metodă trebuie în primul rînd să se stabilească diametrul suprafețelor cilindrice C_1 și C_2 ale flancurilor cuțitului, cum și poziția planelor P_e și P_i (fig. 2), elemente care determină unghiul de așezare pe flancurile cuțitului.

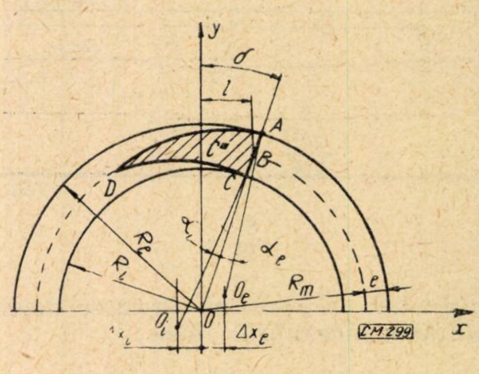


Fig. 3

Pentru a obține un cuțit cu unghiul de așezare pe flancuri apropiat de cel obținut prin detalonare, se alege diametrul suprafețelor cilindrice C_1 și C_2 egal cu diametrul nominal al capului portcuțit D_n.

Elipsele $C'CC''$ și $A'AA''$ se obțin prin intersecția suprafețelor cilindrice C_1 și C_2 cu planul xOy, înclinat față de planul normal la axa suprafeței cilindrice tocmai cu unghiul de angrenare a cuțitului. Deoarece unghiul de angrenare nu depășește în general 22°30', elipsa rezultată nu are o excentricitate mare. Din acest motiv și datorită faptului că arcele AA' și CC' reprezintă numai o mică porțiune din elipsă de o parte și de alta a axei mari, în trasajul grafic din care se va determina poziția planelor P_i și P_e aceste arce de elipsă vor fi înlocuite cu arce de cerc avînd raza egală cu raza suprafeței cilindrice din care a rezultat elipsa.

Pentru obținerea pe cale grafică a poziției planelor P_i și P_e, respectiv a decalajului axelor suprafețelor cilindrice C_1 și C_2, se procedează în modul următor:

1. Se trasează un arc de cerc cu raza R_m egală cu raza nominală a capului portcuțit (fig. 3).

2. Cu acelaşi centru se trasează două arce de cerc cu razele $R_e = R_m + e$ şi $R_i = R_m - e$, $2e$ fiind grosimea cuţitului în planul ales ca plan de coordonate xOy. Se recomandă ca grosimea cuţitului $2e$ să fie grosimea în planul care va coincide cu planul de divizare a roţii plane generatoare a danturii de prelucrat.

3. Se trasează dreapta radială OA. Această dreaptă intersectează cercul de rază R_m în punctul B de abscisă $x_B = l$, l reprezentînd dimensiunea din figura 5.

4. Se trasează dreptele AO_e şi CO_i care formează cu dreapta OA unghiurile α_e şi α_i, care sînt unghiurile de aşezare a flancurilor cuţitului.

Cu cît unghiurile de aşezare vor fi mai mici, cu atît cantităţile Δx_i şi Δx_e vor scădea.

Mărimea cantităţii Δx se stabileşte trasînd segmentele $AO_e = CO_i = R_m$. Se recomandă a se lua α_e şi α_i aproximativ 3°.

Dacă se vor alege unghiurile α_e şi α_i egale, va rezulta $\Delta x_i \neq \Delta x_e$, de unde rezultă că se poate alege $\Delta x_i = \Delta x_e$ numai în cazul cînd diferenţa dintre valorile unghiurilor de aşezare nu este prea mare.

Trasajul din figura 3 se face la o scară mai mare şi este suficient pentru determinarea decalajelor Δx_e şi Δx_i care servesc ulterior pentru proiectarea dispozitivelor pe care se vor rectifica flancurile cuţitelor.

Distanţele Δx_e şi Δx_i se pot determina şi prin calcul; metoda grafică este însă mai rapidă şi absolut suficientă ca precizie.

Pentru unghiul de aşezare pe flancuri de 3° rezultă un unghi de aşezare pe vîrful cuţitului de aproximativ 10°.

Determinarea sa exactă nu este necesară; practic, după prelucrarea flancurilor se rectifică într-un plan vîrful cuţitului, în aşa fel încît grosimea sa să fie constantă pe toată lungimea.

Urmărind figura 3 se observă că proiecţia muchiei tăietoare exterioare a cuţitului este BA, iar a muchiei interioare, BC.

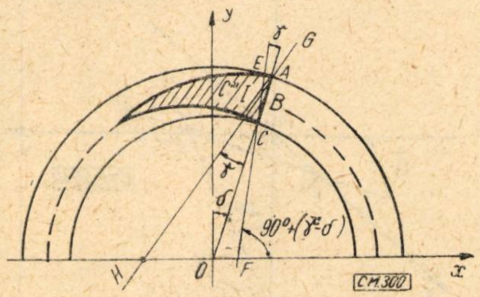


Fig. 4

Ascuţirea cuţitului nu se face însă într-un plan radial, deoarece este necesară crearea unui unghi de degajare.

Ascuţirea se va face după planele ce intersectează planul xOy după dreptele GH sau EF (fig. 4), creîndu-se în acest fel unghiul de degajare γ.

Dacă planul de ascuţire ar fi perpendicular pe planul xOy, muchia tăietoare — avînd proiecţia AI sau CI (după cum cuţitul este de exterior sau de interior) — nu s-ar mai găsi în planul radial AO. Deoarece prin definiţie muchia tăietoare trebuie să fie în planul radial, ascuţirea se face în planul ce conţine dreapta GH sau EF, dar acest plan nu este perpendicular pe xOy, ci înclinat în aşa fel încît proiecţia muchiei tăietoare să coincidă cu segmentul BA sau BC.

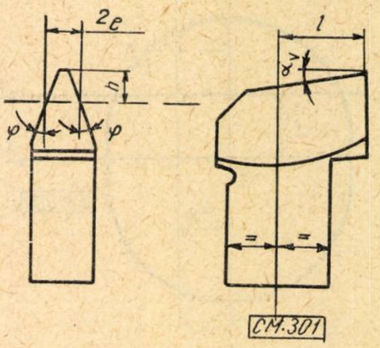


Fig. 5

Dispozitivul în care se rectifică flancurile cuţitelor se proiectează în aşa fel încît cuţitele să fie aşezate cu generatoarea flancului paralelă cu axa dispozitivului, iar axa de simetrie a corpului cuţitului să fie deplasată faţă de planul radial al dispozitivului cu decalajul Δx, determinat în prealabil. În cele ce urmează se indică un exemplu practic de calcul.

Diametrul $CPC = 220$; $R_m = 110$; $l = 15$; $e = 3$; $\varphi = 20°$ şi $\gamma = 12°$.

Se execută trasajul grafic conform figurii 3. Pentru un unghi de aşezare $\alpha \approx 3°$, rezultă $\Delta x_e = \Delta x_i = 6{,}5$;

$$\sin\delta = \frac{l}{R_m} = \frac{15}{110} = 0{,}13636363\,; \quad \delta = 7°50'14''\,;$$

$$R_e = R_m + e = 110 + 3 = 113\,;$$

$$R_i = R_m - e = 110 - 3 = 107\,;$$

$$x_A = R_e \sin\delta = 15{,}409087\,;$$

$$y_A = R_e \cos\delta = 111{,}944580\,;$$

$$x_C = R_i \sin\delta = 14{,}5909052\,;$$

$$y_C = R_i \cos\delta = 106{,}000620\,;$$

$$\Delta x_e = \Delta x_i = 6{,}5\,; \text{ adică } x_{oe} = +6{,}5 \text{ şi } x_{oi} = -6{,}5\,;$$

$$CO_i = AO_e = R_m = 110\,;$$

$$y_{oe} = y_A - \sqrt{R_m^2 - (x_A - x_{oe})^2} = +\,2{,}305980.$$

Efectuînd calculele corespunzătoare, se găseşte unghiul de aşezare pe flancul exterior şi pe flancul interior al cuţitului $\alpha_e = 3°11'30''$ şi $\alpha_i = 3°13'$, diferenţa fiind neglijabilă.

Trasajul a fost executat cu arce de cerc; arcele AD şi CD sînt în realitate arce de elipsă, elipsele din care fac parte fiind identice, dar avînd centrele în O_e şi O_i.

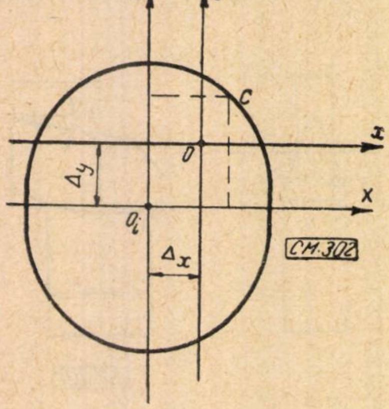


Fig. 6

Aceste elipse rezultă din intersecţia suprafeţelor cilindrice C_1 şi C_2, avînd diametrul 220, cu planul xOy înclinat cu 70° faţă de axa lor. Calculînd elementele unei elipse se determină semiaxele care au mărimea $a = 117{,}05960$ şi $b = 110$.

Se studiază în continuare muchia interioară a cuţitului.

O este centrul capului portcuţit şi originea sistemului de coordonate xOy.

Elipsa determinată de intersecţia cilindrului C_2 cu planul xOy are centrul în O_i. Ecuaţia sa în sistemul XO_iY va fi $\frac{X^2}{B^2} + \frac{Y^2}{A^2} = 1$, în care $B = b$; $A = a$; $X = x + 6{,}5$, iar $Y = y - \Delta y$.

Rezultă deci că, în sistemul xOy, ecuaţia elipsei va deveni:

$$\frac{(x+6{,}5)^2}{110^2} + \frac{(y-\Delta y)^2}{117{,}0596^2} = 1.$$

Din condiţia ca elipsa să treacă prin punctul C (14,590905; 106,00062) rezultă:

$$\Delta y = -8{,}887099.$$

Ecuaţia elipsei în sistemul xOy va fi:

$$\frac{(x+6{,}5)^2}{110^2} + \frac{(y+8{,}887099)^2}{117{,}0596^2} = 1. \qquad (1)$$

Axa suprafeţei cilindrice C_2 înţeapă planul xOz în punctul O'. Coordonatele x şi y ale punctului O' sînt cunoscute, iar $z = \frac{\Delta y}{\operatorname{tg} 20^\circ}$, deci O' $(-6{,}5;\ 0;\ 24{,}417094)$. Cunoscînd punctele O' şi O_i $(-6{,}5;\ -8{,}887099;\ 0)$, ecuaţia axei suprafeţei cilindrice C_2 va fi:

$$\frac{x+6{,}5}{0} = \frac{y}{-8{,}88709} = \frac{z-24{,}417094}{-24{,}417094}. \qquad (2)$$

Suprafaţa cilindrică C_2 are drept curbă directoare elipsa *1* şi generatoarea paralelă cu dreapta *2*. Efectuînd calculele necesare, se determină ecuaţia suprafeţei cilindrice C_2.

$$\frac{(x+6{,}5)^2}{110^2} + \frac{\left(y - \frac{8{,}88709}{24{,}417094}z + 8{,}88709\right)^2}{117{,}0596^2} = 1. \qquad (3)$$

Pentru a găsi forma şi poziţia muchiei tăietoare a cuţitului se determină planul în care se face ascuţirea.

Intersecţia planului $x = 0$ cu suprafaţa cilindrică *3* dă, pentru muchia tăietoare, o dreaptă Δ (fig. 7), deoarece planul este paralel cu axa suprafeţei cilindrice.

Ecuaţia acestei drepte va fi:

$$\frac{x}{O} = \frac{y - y_{C'''}}{\sin 20^\circ} = \frac{z}{\cos 20^\circ}. \qquad (4)$$

Planul de ascuţire — atunci cînd ascuţirea ajunge în punctul C''' — conţine această dreaptă şi taie planul xOy după o dreaptă Δ' (fig. 7) de ecuaţie:

$$\frac{x}{\sin 12^\circ} = \frac{y - y_{C'''}}{\cos 12^\circ} = \frac{z}{O},$$

unde $\gamma = 12^\circ$ este unghiul de degajare a cuţitului. Se găseşte punctul C''' din intersecţia suprafeţei cilindrice cu planul $z = 0$ şi din condiţia ca $x = 0$. Rezultă:

$$C''' \ (0;\ +107{,}967946;\ 0).$$

Spre a determina ecuaţia planului de ascuţire sînt necesare încă două puncte. Din figura 7 se determină punctele C'' şi C'.

Ecuaţia planului ce trece prin aceste trei puncte C''' $(0;\ +107{,}967946;\ 0)$; C' $(+22{,}9492952;\ 0;\ 0)$; C'' $(0;\ 0;\ -296{,}6394915)$ care este tocmai planul de ascuţire, va fi: $4{,}704630\,x + y - 0{,}3639702\,z - 107{,}96794 = 0$

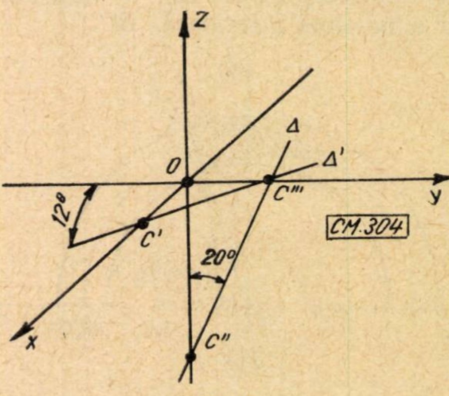


Fig. 7

Unghiul dintre acest plan şi planul $z = 0$ se determină din relaţia:

$$\cos\psi = \frac{0{,}3639702}{\sqrt{4{,}704630^2 + 0{,}3639702^2 + 1}} = 0{,}0754579.$$

La prima ascuţire a cuţitului, planul de ascuţire va trece prin punctul C (14,590905; 106,000620; 0) şi va tăia planul $z = 0$ după o dreaptă EF ce face cu axa Ox unghiul $\beta = 90^\circ + (\gamma - \delta)$ (fig. 4).

Din aceste condiţii, ecuaţia dreptei EF va fi:

$$y = -13{,}739615x + 306{,}474037.$$

Ecuaţia planului de ascuţire în acest caz este:

$$13{,}739615\, x + y - Cz - 306{,}474037 = 0.$$

Din condiţia ca acest plan să facă cu planul $z = 0$ unghiul ψ determinat anterior şi care se menţine la toate ascuţirile se găseşte $C = 1{,}042477$.

Ecuaţia planului de ascuţire devine:

$$13{,}739615\, x + y - 1{,}042477\, z - 306{,}474037 = 0. \quad (5)$$

Din intersecţia suprafeţei cilindrice (3) cu planul de ascuţire (5) se poate găsi ecuaţia muchiei tăietoare. Se va determina poziţia muchiei tăietoare prin puncte, intersectînd suprafaţa cilindrică (3) şi planul (5) cu plane orizontale situate la diferite niveluri. Se obţine la fiecare nivel intersecţia dintre o dreaptă şi o elipsă. Punctul lor de intersecţie este un punct al muchiei tăietoare.

Rezultatele acestor calcule pentru trei niveluri $z = -7$, $z = 0$, $z = +7$ sînt ilustrate în tabela 1.

Tabela 1

z	x	y
+7	+14,941948	+108,474763
0	+14,590905	+106,000620
−7	+14,239957	+103,525171

Spre a studia mai uşor muchia tăietoare se rotesc planele de coordonate în jurul axei Oz, cu unghiul δ. Noul sistem va fi $Ox_0y_0z_0$. Punctele din tabela 1, în noul sistem, vor avea coordonatele din tabela 2.

Tabela 2

z_0	x_0	y_0
+7	+0,010378	+ 109,499143
0	0,000	+ 107,000242
−7	−0,010052	+ 104,500057

Practic, se pot considera aceste puncte în planul z_0Oy_0 avînd coordonatele arătate în tabela 3.

Tabela 3

z_0	x_0	y_0
+7	0,000	+ 109,499143
0	0,000	+ 107,000242
−7	0,000	+ 104,500057

Se ştie că muchia tăietoare este un arc de elipsă; se pune problema cît de depărtate sînt punctele acestui arc faţă de o dreaptă, întrucît condiţiile iniţiale impun ca muchia tăietoare a cuţitului să fie rectilinie.

Se scrie ecuaţia dreptei ce trece prin punctele:

$$(0;\ 109{,}499143;\ +7) \text{ şi } (0;\ 104{,}500057;\ -7)$$

şi se obţine: $z - 2{,}80051\, y + 299{,}65241 = 0$.(6)

$$\text{Pentru } z = 0,\ y = \frac{299{,}65241}{2{,}80051} = 106{,}99919.$$

Rezultă că în punctul (0; 107,000242; 0) diferenţa dintre dreapta teoretică şi curba reală este:

$$\Delta = 107{,}000242 - 106{,}99919 = 0{,}001052.$$

Evident, pe măsură ce ascuţirea progresează, muchia tăietoare ajunge în planul $x = 0$ şi atunci ea este riguros liniară (4). Practic putem considera muchia tăietoare dreapta cuprinsă în planul z_0Oy_0, de ecuaţie (6).

Determinînd unghiul său cu axa Oz, se găseşte:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4{,}999086}{14} = 0{,}3570775 \text{ şi } \alpha = 19^\circ 39'.$$

Apare deci o abatere de la unghiul de angrenare necesar $\psi = 20^\circ$, în valoare maximă de 21', abatere care scade pe măsură ce ascuţirea progresează şi care devine zero în planul $x = 0$. Această abatere a unghiului este foarte importantă şi trebuie să se ţină seamă de existenţa ei, întrucît produce deplasarea petei de contact al angrenajului, dacă prelucrarea pinionului şi a roţii nu se face cu acelaşi cap portcuţit. Această abatere se poate corecta foarte uşor prin înclinarea cuţitelor atunci cînd reglajul cuţitelor în capul portcuţit se face cu ajutorul unui aparat de reglaj cu comparatoare, ca de exemplu la sistemul Fiat Mamanno sau aparatul WMW pentru maşinile de danturat în arc de cerc produse de această firmă.

În cazul cînd cuţitele nu se reglează cu ajutorul unui aparat (maşinile Gleason de fabricaţie mai veche), cuţitele utilizate nu vor fi prelucrate complet prin această metodă, datorită acestei abateri a unghiului de angrenare.

În acest caz se va prelucra prin rectificare circulară numai flancul lateral inactiv al cuţitului, flancul care conţine muchia activă urmînd a fi prelucrat prin detalonare obişnuită.

Chiar în acest caz metoda este utilă, întrucît reduce aproape la jumătate timpul necesar rectificării prin detalonare şi, în afară de aceasta, eboşul semifabricatelor pe strung se poate face pe ambele flancuri ale cuţitului prin strunjire circulară cu adaosuri minime de rectificare, dată fiind diferenţa mică ce există între suprafaţa teoretică necesară şi cea real obţinută la prelucrarea prin metoda expusă.

CZ 621.941.025

Aparat pentru determinarea rapidă direct pe strung a uzurii cuţitelor

MIHAI AELENEI

Este cunoscut că intensitatea uzurii cuţitului de strung este determinată de o serie de factori, care influenţează în mod direct asupra apăsării de aşchiere şi asupra temperaturii de lucru. Aceşti factori sînt : parametrii regimului de aşchiere (viteza de aşchiere, adîncimea de aşchiere şi avansul) ; parametrii geometrici ai părţii active a cuţitului ; caracteristicile chimice, mecanice şi structurale ale materialului de prelucrat şi ale materialului sculei ; condiţiile de ungere şi răcire a sculelor.

Pentru a putea mări durabilitatea cuţitelor în condiţiile unei productivităţi normale în procesul de aşchiere este necesară cunoaşterea modului în care factorii menţionaţi influenţează intensitatea uzurii.

Cunoaşterea variaţiei intensităţii uzurii, a durabilităţii şi deci a capacităţii de aşchiere a cuţitelor de strung, în raport cu diferitele condiţii în care are loc procesul de aşchiere, constituie una dintre problemele de bază ale studiului procesului de aşchiere, de mare importanţă practică.

În cadrul problemei este necesar un studiu experimental care constă în urmărirea procesului de uzură pentru variaţia unuia dintre parametrii regimului de aşchiere, ceilalţi rămînînd constanţi. Determinarea se face prin măsurare periodică, necesitînd, în mod obişnuit, o durată apreciabilă de timp, deoarece este necesară scoaterea cuţitului din suportul său, măsurarea şi apoi montarea pentru continuarea experienţei.

În plus, apare o schimbare inevitabilă a poziţiei cuţitului în suport, ceea ce nu este de dorit.

Ţinînd seamă de aceste aspecte, autorul a realizat, în cadrul laboratorului de maşini-unelte şi scule din Institutul politehnic ,,Gheorghe Gheorghiu-Dej" din Bucureşti, un aparat pentru determinarea rapidă direct pe strung a uzurii cuţitelor.

Construcţia aparatului apare în figura 1.

Pentru determinarea rapidă a uzurii cuţitelor, construcţia aparatului permite montarea lui pe ghidajul saniei transversale a strungului, unde poate rămîne în tot timpul prelucrării fără să împiedice procesul de aşchiere.

Montarea aparatului pe ghidajul saniei transversale se face cu ajutorul plăcii de bază *1*, iar fixarea pe ghidaj se realizează cu ajutorul penei *5*, strînsă cu şurubul *6*. Placa de bază a fost proiectată pentru dimensiunile ghidajului strungului S3, unghiul ghidajului fiind de 55°. În cazul cînd este necesară montarea pe alt strung, al cărui ghidaj nu corespunde ca dimensiuni, dar are acelaşi unghi, adaptarea se face prin modificarea penei de strîngere *5*.

Pe placa de bază se montează suportul *2*, fixat cu ajutorul plăcii *3*, strînsă cu şuruburile *4*, într-un canal *T* din placa de bază.

Suportul *2* se poate deplasa în lungul plăcii de bază pentru a putea fi fixat în poziţia corespunzătoare. Pe suport, prin intermediul unui ghidaj în coadă de rîndunică, este montat suportul microscopului *7*, care poate fi deplasat vertical în lungul ghidajului cu ajutorul angrenajului pinion cremalieră *8*. Suportul microscopului poate fi fixat, într-o anumită poziţie, cu ajutorul unui şurub lateral *10* (fig. 2).

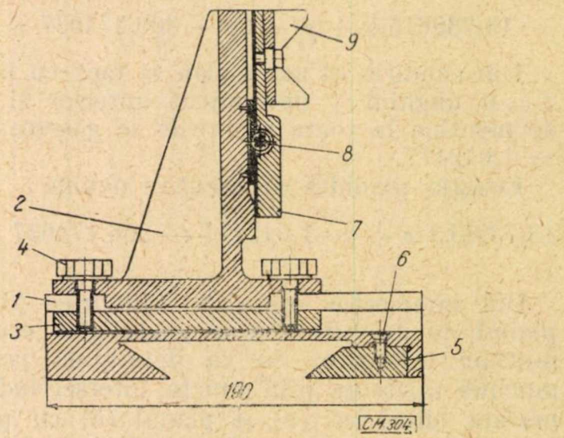


Fig. 1

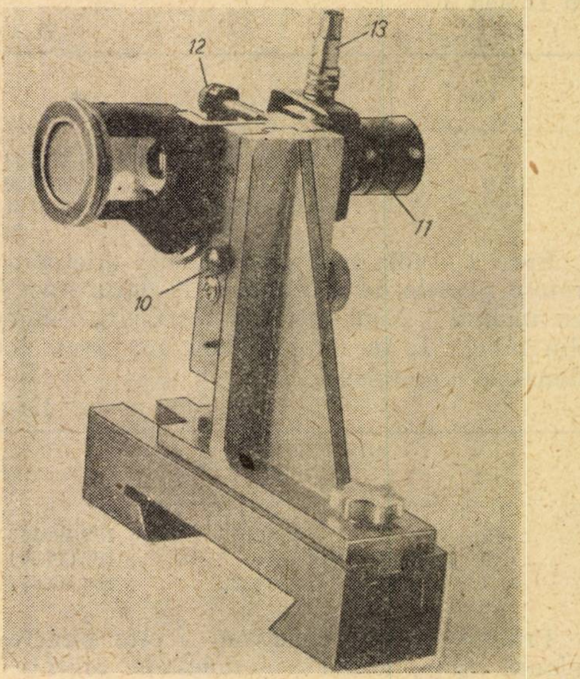
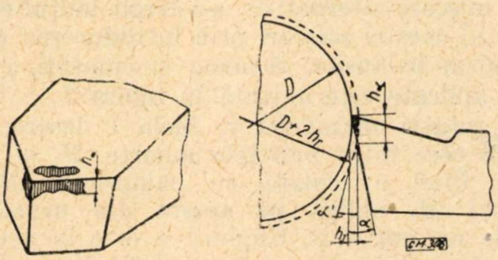


Fig. 2

Microscopul de măsurare *11* (fig. 2) pentru măsurări Brinell se fixează în suportul său prin intermediul unei prisme duble *9* (fig. 1), care poate fi rotită astfel ca axa optică a microscopului să ia o poziție înclinată cu maximum ± 10° față de orizontală.

După rotire, prisma se fixează în poziția respectivă cu ajutorul a două șuruburi *12* (fig. 2).



a Fig. 3 *b*

În continuare se precizează metodica de măsurare a uzurii cuțitelor, cu ajutorul aparatului descris.

Se știe că uzura cuțitelor de strung se manifestă atît pe fața de așezare, cît și pe fața de degajare, avînd diferite aspecte și variind în funcție de condițiile regimului de așchiere.

În mod obișnuit se măsoară uzura lor pe fața de așezare principală (fig. 3, a), care se prezintă sub forma unor rizuri pe fața respectivă.

Uneori este necesară și măsurarea uzurii radiale h_r (fig. 3, b), care scurtează cuțitul și are drept consecință o mărire treptată a diametrului piesei de la valoarea D la $D + 2h_r$. Această uzură poate fi exprimată prin uzura h_α, de pe fața de așezare.

Din figura 3, b se vede că între cele două mărimi apare relația aproximativă :

$$h_r = h_\alpha \cdot \mathrm{tg}\alpha, \text{ mm},$$

unde α este unghiul de așezare principal.

Poziția cuțitului și a aparatului în timpul așchierii este arătată în figura 4.

Procedeul utilizat pentru măsurarea mărimii h_α este descris în continuare.

Se oprește strungul după perioada de timp dorită, desfăcîndu-se suportul portcuțit cu ajutorul manivelei *1* (fig. 5) ; se rotește apoi suportul cu 180°, astfel ca poziția cuțitului să fie aceea din figura 5, adică cu partea activă în fața microscopului de măsurare.

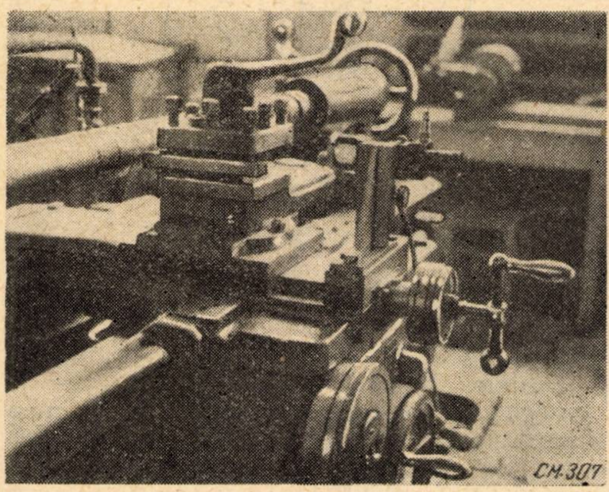


Fig. 4

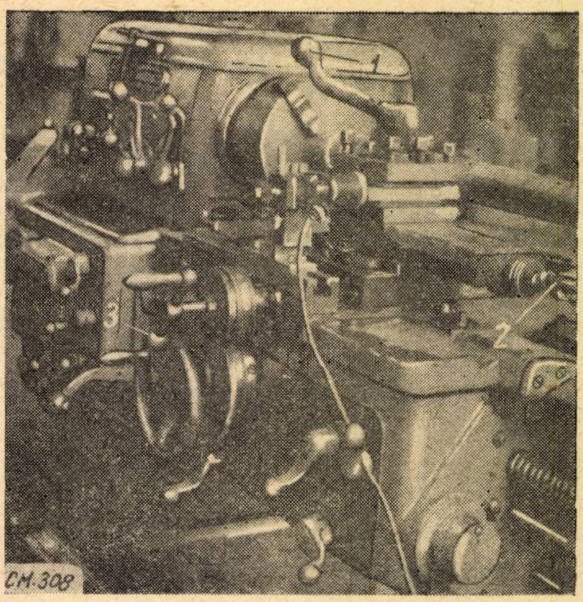


Fig. 5

Mișcările de reglare pentru aducerea tăișului în obiectivul microscopului se efectuează cu ajutorul manivelelor *2* și *3* (fig. 5). Deplasarea scării gradate a microscopului pentru măsurare se face cu ajutorul șurubului micrometric *13* (fig. 2), iar citirea se face pe reticulul ocularului *11* (fig. 2).

După măsurare, suportul portcuțit este rotit din nou cu 180° pentru a readuce cuțitul în poziția de lucru.

De remarcat că mărimea uzurii măsurate astfel se obține cu aproximație datorită poziției înclinate cu unghiul α a feței de așezare față de planul de măsurare. Eroarea obținută este însă mică și în limite admisibile. Totuși, pentru o măsurare mai precisă, microscopul poate fi rotit în suportul său prin rotirea prismei duble *9* (fig. 1), astfel ca axa optică a microscopului să fie perpendiculară pe fața de așezare, obținîndu-se în această poziție o precizie de măsurare mai mare.

Avantajele mai importante ale aparatului descris sînt următoarele :

— aparatul de măsurare fiind montat pe strung nu este necesară demontarea cuțitului din suportul său, asigurîndu-se astfel constanța condițiilor inițiale ; aspectul prezintă o mare importanță, deoarece, la montarea cuțitului după măsurare, se modifică lungimea părții în consolă, iar uneori se poate modifica și unghiul de atac, fapt ce determină lipsa de precizie a rezultatelor ;

— sistemul cuțit-microscop poate fi ușor mînuit și reglat ;

— timpul de determinare este aproximativ de cinci ori mai redus decît în cadrul metodei obișnuite.

CZ 621.923.6 : 621.992

Modernizarea mașinii de ascuțit filiere

MIHAI SIMIONESCU

Lipsa unor utilaje automatizate pentru ascuțirea feței de degajare a filierelor a făcut ca operația, în general, să fie nerentabilă, cea mai mare parte a mașinilor de ascuțit filiere asigurînd un avans manual al pietrei de rectificat (fig. 1).

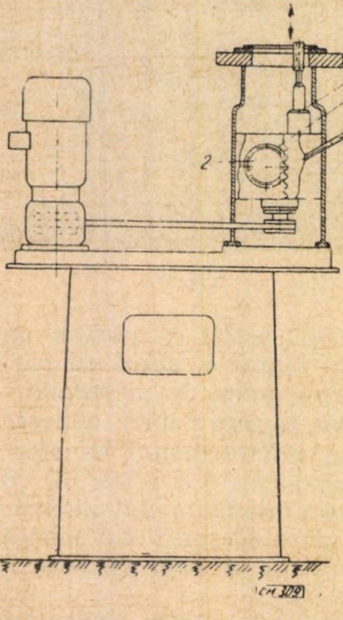


Fig. 1

Acest avans se realizează prin maneta *1* solidară cu roata dințată *2* care, prin angrenare cu cremaliera *3* de pe suportul pietrei de rectificat *4*, imprimă acesteia o mișcare alternativă verticală.

La unele mașini, pentru același scop, avansul pietrei de rectificat este comandat printr-o pedală.

În ambele cazuri există deficiențe de ordin tehnic și practic.

Astfel, la acționarea manuală a avansului pietrei, muncitorul avînd ambele mîini ocupate — cu o mînă conduce filiera, iar cu cealaltă acționează maneta de avans — productivitatea este scăzută, iar calitatea ascuțirii este necorespunzătoare, deoarece atenția trebuie îndreptată simultan în două direcții.

În cel de-al doilea caz, avansul fiind comandat cu piciorul, muncitorul este imobilizat într-o anumită poziție, fapt care determină oboseala și deci micșorarea atenției.

În parcul de mașini al Uzinei de utilaj greu „Progresul” — Brăila se găsesc mașini de ascuțit atît de tipul cu manetă, cît și de tipul cu pedală. Pentru a se obține mărirea productivității și o calitate corespunzătoare a sculelor rectificate s-a aplicat soluția mecanizării avansului pietrei de rectificat.

Pornind de la faptul că piatra de rectificat are o mișcare alternativă, s-a lărgit lanțul cinematic al acestei mișcări prin introducerea unui mecanism balansier. Schema cinematică a soluției aplicate este arătată în figura 2.

La rotația manivelei r, biela l descrie un arc de cerc între punctele moarte M_1 și M_2. Biela, fiind articulată cu balansierul R în punctul M, obligă pe acesta din urmă să descrie un unghi φ. Unghiul φ este în același timp și unghiul de rotație a roții dințate Z_1; Z_1 angrenează cu cremaliera Z_2 de pe suportul pietrei de rectificat.

Funcționarea mecanismului are drept consecință deplasarea axială a axului portpiatră cu h, cursa pietrei de rectificat.

Evident:

$$h = \frac{\pi Z_1 m}{360°} \cdot \varphi, \text{ mm},$$

m fiind modulul roții dințate Z_1.

Valoarea lui φ se determină din condițiile cinematice ale mecanismului:

$$\cos \varphi_1 = \frac{R^2 + L^2 - (r + l)^2}{2RL},$$

$$\cos \varphi_2 = \frac{R^2 + L^2 - (l - r)^2}{2\,RL}.$$

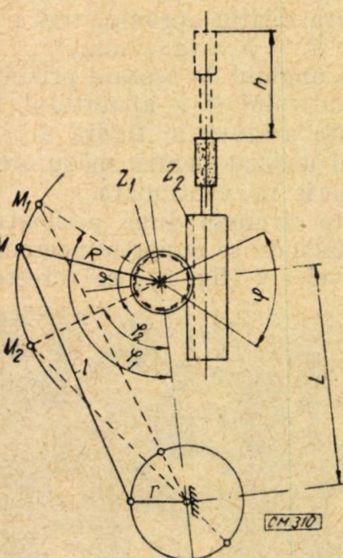


Fig. 2

Cursa h poate lua diferite valori în funcție de grosimea filierei.

Pentru aceasta este necesar să se schimbe valoarea unuia sau a mai multor elemente din mecanismul balansier. În cazul de față s-a prevăzut să se modifice numai lungimea manivelei *r*. În figura 3 se arată mașina de ascuțit filiere în variantă modernizată. Aceasta constă, așa cum s-a arătat mai înainte, în lărgirea lanțului cinematic de avans al pietrei de rectificat. În acest scop, în spatele mașinii, la partea

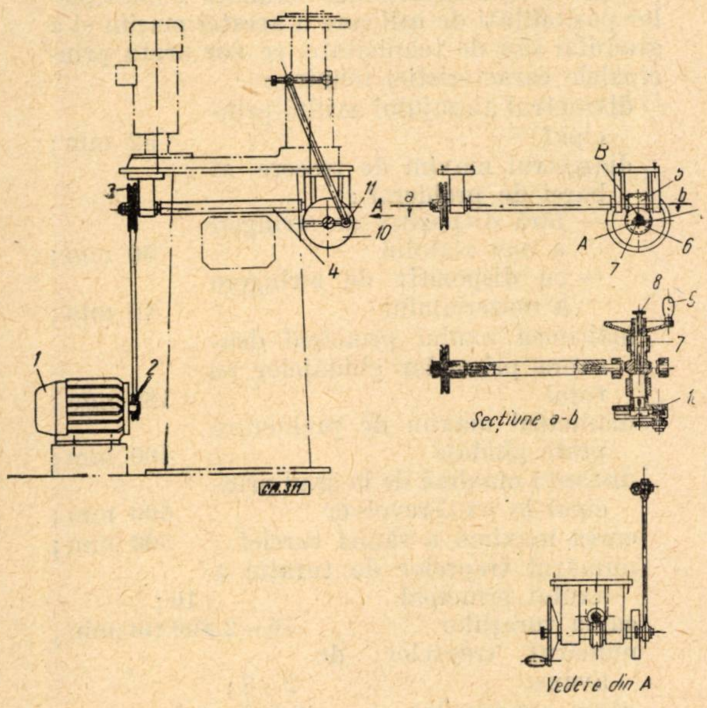


Fig. 3

inferioară, s-a montat un motor electric *1* de 0,8 kW și 1 500 rot/min. Pentru obținerea unei turații convenabile la manivelă, mișcarea motorului se transmite, prin roțile de curea *2* și *3*, la axul *4* pe care este montat melcul *5*. Acesta angrenează cu roata melcată *6* de pe axul *7*.

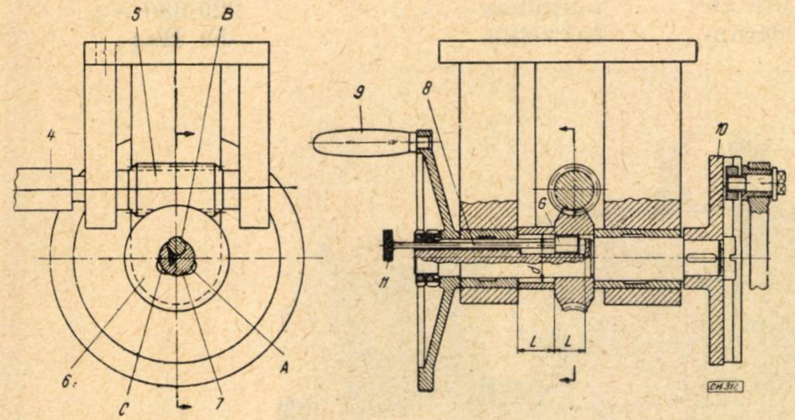


Fig. 4

Subansamblul acestui ax prezintă particularitatea că permite cuplarea și decuplarea avansului pietrei de rectificat în orice poziție, fără oprirea motorului.

De asemenea, este posibil ca, atunci cînd este necesar, ridicarea sau coborîrea pietrei de rectificat să se facă numai manual, tot fără oprirea motorului.

Pentru aceasta, roata melcată care se rotește liber pe axul *7* are trei canale semicirculare (*A*, *B*, *C*, fig. 3). Axul are, de asemenea, un canal prin care trece tija *8*. Cînd această tijă este împinsă în interior, cuplează cu unul dintre cele trei canale semicirculare din roată. Din acest moment tija acționează ca o pană, permițînd transmiterea mișcării spre piatra de rectificat prin discul manivelă *10* împănat pe ax. Transformarea mișcării circulare în mișcare de translație alternativă se face prin restul mecanismului arătat în figura 2.

Cînd tija *8* este retrasă, melcul învîrte liber roata melcată. În acest caz, prin acționarea roții de mînă *9*, se pot da pietrei de rectificat pozițiile extreme, deoarece roata de mînă fiind împănată pe ax transmite mișcarea la discul manivelă *10*, de unde ajunge la piatra de rectificat.

Întregul mecanism este susținut cu patru lagăre de alunecare prinse de batiul mașinii. Pentru reglarea cursei se modifică poziția șurubului *11* pe discul manivelă, deplasîndu-se brațul de rotire. Pe disc este o scară gradată corespunzătoare cursei pietrei.

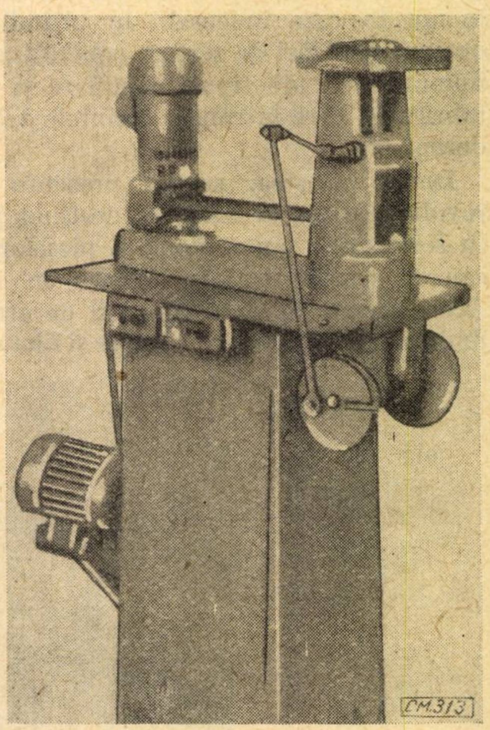


Fig. 5

Prin aplicarea acestei soluții, productivitatea muncii s-a mărit de aproximativ două ori.

În figura 4 se evidențiază amănuntele constructive ale dispozitivului.

Figura 5 reprezintă o fotografie a mașinii de ascuțit filiere în varianta modernizată.

Strungul-revolver orizontal SRO — 40 și motoîncărcătorul de 3 t

În etapa actuală cuceririle științei și tehnicii impulsionează puternic progresul în toate ramurile producției materiale, determinînd perfecționarea continuă a tehnologiei de fabricație și asimilarea de mașini și utilaje cu performanțe din ce în ce mai ridicate, care să țină pasul cu realizările ce se înregistrează pe plan mondial.

Înzestrarea tuturor ramurilor economiei naționale cu mașini, utilaje, instalații și agregate complexe, de înalt nivel tehnic, care să asigure mecanizarea și automatizarea proceselor de producție, valorificarea superioară a bogățiilor naturale și să contribuie la lărgirea schimburilor comerciale cu alte țări, constituie sarcina principală a industriei construcțiilor de mașini.

Creșterea potențialului industrial al țării noastre, ca urmare a condițiilor create de politica consecventă de industrializare socialistă, permite satisfacerea acestei cerințe într-o măsură tot mai mare.

O atenție deosebită se acordă producției de mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor, domeniu în care îndeosebi în ultimii ani s-au obținut realizări de seamă, concretizate într-un număr variat de tipuri asimilate și trecute în fabricație, care întrunesc cerințele tehnicii moderne.

Dintre acestea, se va prezenta strungul-revolver orizontal SRO-40, destinat prelucrării în serie mică sau mijlocie a pieselor din bară sau a semifabricatelor prinse în mandrină. Acest strung execută operații de strunjire cilindrică, plană, găurire, alezare și filetare. Strungul este dotat cu cuplaje electromagnetice pentru schimbarea turațiilor axului principal și a avansurilor.

Comenzile sînt acționate prin preselecție manuală sau după un program stabilit.

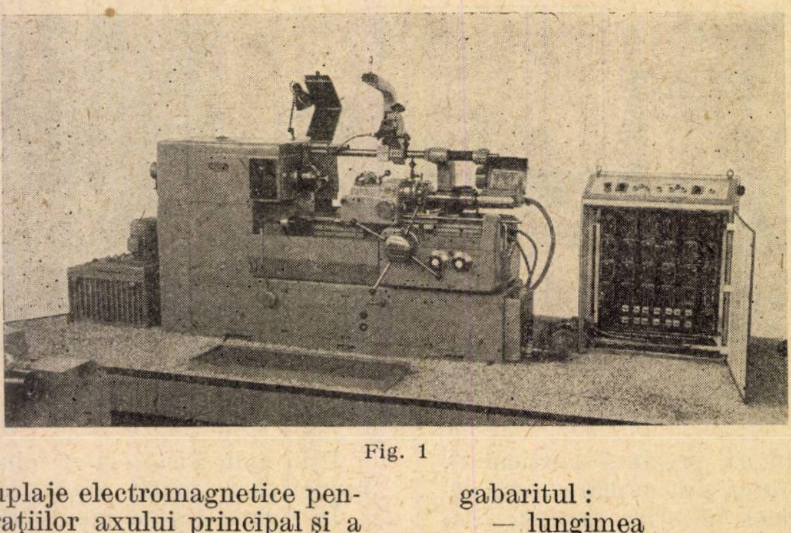


Fig. 1

Pentru cunoașterea mai detaliată a multiplelor posibilități de utilizare a acestei mașini și a gradului său de tehnicitate, se vor arăta principalele caracteristici tehnice :

diametrul alezajului axului principal	52 mm ;
diametrul maxim de trecere al barei de prelucrat :	
— fără dispozitiv de strîngere a materialului	50 mm ;
— cu dispozitiv de strîngere a materialului	40 mm ;
înălțimea axului principal deasupra prismelor ghidajelor patului	180 mm ;
diametrul maxim de prelucrare peste ghidaje	400 mm ;
distanța maximă de la axul principal la axul-revolver	600 mm ;
cursa maximă a săniei turelei	500 mm ;
numărul treptelor de turație a axului principal	16 ;
gama turațiilor	56—2 800 rot/min ;
numărul treptelor de avans	2×8 ;
gama avansurilor	0,035—0,8 mm/rot ;
diametrul cercului de așezare al locașului de fixare al sculelor în discul portsculă	170 mm ;
numărul locașurilor de sculă în turelă	16 ;
puterea electrică instalată	5,5 kW ;
tensiunea	220/380 V ;
frecvența	50 Hz ;
gabaritul :	
— lungimea	2 960 mm ;
— lățimea	1 200 mm ;
— înălțimea	1 480 mm ;
— greutatea	2 400 kg.

Accesorii normale :

- — roţi dinţate de schimb ;
- — instalaţie de răcire.

Accesorii speciale :

- — dispozitiv cu comandă după program ;
- — dispozitiv hidraulic de strîngere şi avansare a materialului din bară ;
- — suport pentru bare lungi ;
- — dispozitiv de filetare.

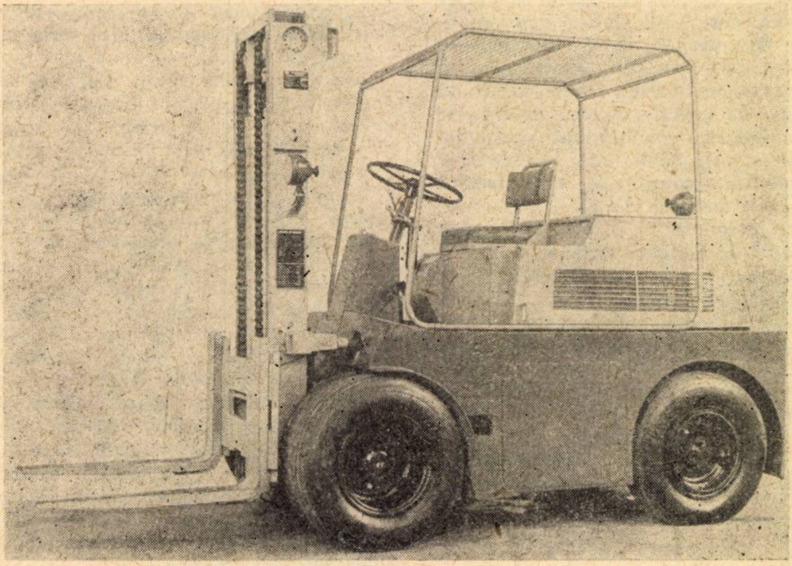


Fig. 2

În cele ce urmează se va prezenta o maşină cu largi aplicaţii în mecanizarea lucrărilor grele : autoîncărcătorul de 3 t. Această maşină este folosită la ridicarea-coborîrea şi transportul sarcinilor în depozitele de tot felul : rampe CFR, mari unităţi de aprovizionare şi desfacere, în porturi fluviale, şantiere de construcţii, în interiorul uzinelor etc.

Principalele caracteristici tehnice ale maşinii sînt următoarele :

— viteza de ridicare cu sarcină	12 m/min ;
— viteza de ridicare fără sarcină	15 m/min ;
— viteza I maximă	12 km/h ;
— viteza a II-a maximă	20 km/h ;
— viteza maximă mers înapoi	9,2 km/h ;
— capacitatea de urcare pe pantă cu sarcină 3 t	15,4 % ;
— forţa de tracţiune la cîrlig	1 200 kgf ;
— tipul motorului	Diesel în 4 timpi cu 4 cilindri în linie ;
— puterea nominală a motorului	65 CP ;
— turaţia nominală a motorului	1 800 rot/min ;
— cuplul maxim	27 kgfm ;
— turaţia la cuplul maxim	1 300 rot/min ;
— ordinea de aprindere	1—3—4—2 ;
— raportul de compresiune	16,7 : 1 ;
— pompa instalaţiei hidraulice	tip FSPR-1, ICF-Sinaia ;
— debitul pompei	40 l/min ;
— presiunea pompei	100 kgf/cm^2.

Industria construcţiilor de maşini constituie astăzi un sprijin de nădejde în rezolvarea cu succes a problemelor pe care le ridică introducerea continuă şi multilaterală a progresului tehnic în economie.

Documentare

Pompe de injecţie pentru motoare de transport. În : Oil Engine and Gas Turbine, aprilie 1964.

Condiţiile de sarcină impun echipamentului de injecţie trei condiţii principale : 1 — pentru tracţiune rutieră, momentul maxim la o turaţie de aproximativ 60 % din cea maximă, precum şi o rezervă cît mai apreciabilă de moment motor ; 2 — pentru tractoare, condiţii similare dar cu o rezervă şi mai substanţială de moment-motor ; 3 — pentru motoare industriale şi navale, o alură mai plată a momentului-motor şi putere maximă la turaţia maximă, care este adesea mai redusă decît aceea a unui motor de tracţiune ce nu funcţionează decît foarte puţin timp în aceste condiţii. Aceste condiţii diferite introduc diferenţe considerabile în cerinţele debitului de combustibil şi al vitezei de injecţie. Viteza de injecţie poate fi variată prin modificarea diametrului pistonului plonjor şi a formei camei sau prin combinaţia acestor mijloace. Forma curbei momentului-motor poate fi controlată prin schimbarea caracteristicii naturale de debit a pompei, fie prin mijloace mecanice introduse de regulator, fie prin modificarea detaliilor supapei de refulare. Supapa obişnuită de refulare are o suprafaţă mare de trecere şi poziţia sa de echilibru în timpul pompării este relativ joasă. Debitul pompat în timpul închiderii sale este aproximativ egal cu volumul generat de supapă pînă cînd gulerul de descărcare intră în alezaj. Volumul de descărcare este compus din două componente : una este volumul constant care depinde de mărimea gulerului de descărcare de pe supapă, iar cealaltă este un volum variabil, dependent de restricţia care apare cînd supapa se închide. Volumul efectiv de descărcare al acestui tip de supapă variază foarte puţin cu turaţia.

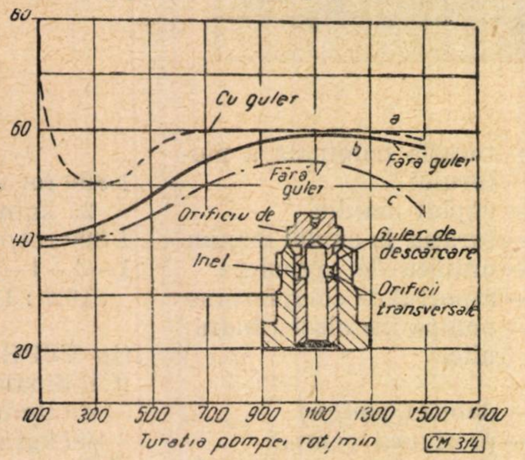


Fig. 1

Un alt tip, cu o caracteristică asemănătoare de descărcare, are o porţiune tubulară de ghidaj cu unul sau mai multe orificii transversale în inelul care uneşte spaţiul inferior cu cel de sub guler. Această supapă produce o curbă de debit, în funcţie de turaţie, de tipul *b* (fig 1), dînd posibilitatea de a alege secţiunile de trecere astfel încît să se realizeze restricţiile necesare ale lichidului. Dacă se înlătură gulerul supapei, creşte sensibilitatea la turaţie, deoarece se introduce o restricţie suplimentară care tinde să mărească acţiunea variabilă de descărcare prin ridicarea poziţiei de echilibru a supapei. Toate acestea duc la o curbă *c* mai abrupt scăzătoare. Dacă se prevede un mic orificiu de trecere laterală (by-pass) deasupra gulerului de descărcare, combustibilul îl poate ocoli pe acesta, se obţin turaţii foarte joase, volumul constant de descărcare este dispersat în oarecare măsură, producînd o curbă de tipul *a*. O combinaţie a orificiului de by-pass cu cele transversale va produce o curbă de debit care împrumută alura curbei *a* la turaţii reduse şi a curbei *c* la turaţii ridicate. Prin aceasta funcţionarea la mers încet în gol se îmbunătăţeşte. Mărimea orificiului de by-pass poate fi aleasă astfel încît să producă o creştere a debitului pompei la scăderea turaţiei în domeniul ralantiului, asigurînd astfel o funcţionare mai stabilă.

Schimbătoare de presiune adaptate la motoare Diesel. În : Oil Engine and Gas Turbine, septembrie 1964.

Schimbătorul de presiune este o maşină rotativă care lucrează după acelaşi ciclu termodinamic ca şi o turbină cu gaze, avînd avantajul unei construcţii mai simple şi al unui preţ de cost mai redus. Comprimarea şi destinderea au loc simultan într-un rotor, gazele care expandează fiind în contact direct cu acelea ce urmează să fie comprimate, permiţînd transferul de energie prin unde de presiune. Acest proces are loc în celule înguste cu secţiune circulară constantă, dispuse la periferia rotorului. La fiecare capăt al rotorului este un fund staţionar cu orificii prin care gazele intră şi ies din celule la momentele potrivite. Defazînd orificiile, se pot folosi undele de presiune generate de deschiderea şi închiderea bruscă a capetelor celulelor. Cu toate că în celule curgerea este nestaţionară, ea este staţionară în conductă, deoarece la fiecare orificiu se succede rapid un mare număr de celule. Rotorul poate fi făcut cu autoantrenare prin dirijarea convenabilă a gazelor la intrare sau poate fi antrenat din afară. S-au obţinut rapoarte de comprimare egale cu 5, valori mai mari putînd fi deocamdată obţinute prin montajul în serie, care are însă dezavantajul unui mare ancombrament. S-au realizat randamente de 85 % şi 70 % la rapoarte de comprimare 2, respectiv 4. Datorită trecerii consecutive prin celule a gazelor calde şi reci, maşina poate lucra cu temperaturi maxime ale ciclului, superioare celor ale turbinei cu gaze.

La folosirea ca mijloace de supraalimentare a motoarelor Diesel, schimbătoarele de presiune au asupra turbosuflantelor avantajele unei mai mari adaptabilităţi la variaţiile regimului funcţional şi acela al menţinerii presiunii de supraalimentare la turaţii reduse.

Aplicat pe un motor de 250 CP cu presiunea de supraalimentare limitată de cerinţele motorului, schimbătorul de presiune antrenat prin curea a dus la presiuni medii pînă la 12 kgf/cm², cu funcţionare bună pe un interval de turaţii de 2 : 1.

Schimbătoarele de presiune sînt folosite şi ca gazogeneratoare pentru turbinele cu gaze, ca mijloace de supraalimentare a cazanelor cu abur, ca răcitoare de aer şi compresoare.

Din practica supraalimentării cu răcire intermediară. În : Oil Engine and Gas Turbine, aprilie 1964.

Răcirea intermediară a aerului supracomprimat măreşte puterea motorului Diesel în mod sensibil. Astfel, la un motor cu cilindreea totală de 11,3 l, la 1 900 rot/min, care are 255 CP fără răcire intermediară, prin introducerea acesteia s-a ajuns la 318 CP, deci o creştere de 25 %. În acelaşi timp, evacuarea se produce cu mai puţin fum, tensiunile termice s-au redus, iar temperatura primului canal de segment din piston s-a micşorat (de la 240 la 225°C). Motoarele de la locomotivele căilor ferate britanice pot folosi o presiune de supraalimentare de 2,7 at, datorită răcirii intermediare. Cheltuielile pot fi reduse, cu tot preţul destul de ridicat al schimbătoarelor de căldură : cu două radiatoare de 2 000 lire s-a obţinut o creştere de 10 % a puterii unui motor de 10 000 CP. În plus s-a simplificat instalaţia de răcire a motorului, ca urmare a reducerii căldurii evacuate în fluidul răcitor. Unele dificultăţi apar datorită acţiunii chimice a apei de răcire în schimbătoarele de căldură. S-a constatat că nu se pot stabili prin analiza apei anumite calităţi ale acesteia, care să asigure în exploatare evitarea inconvenientelor. Numai experienţa în condiţiile exploatării poate furniza date valabile. Curgerea aerului ridică problema rezistenţelor gazodinamice. Traseul conductelor trebuie să nu aibă coturi bruşte şi numeroase. De aceea schimbătoarele de căldură trebuie plasate convenabil faţă de suflantă, chiar dacă se compromite „linia aerodinamică” a motorului. Este, de asemenea, necesar să se evite locurile de aglomerare posibilă a apei din aer, mai ales în colectoarele de admisiune. În fine, mascarea, chiar parţială, a unei admisiuni în turbosuflantă poate anula tot avantajul răcirii intermediare. Complexitatea problemelor pretinde ca rezolvarea lor raţională să se efectueze, în colaborare, de către constructorul motorului, al turbosuflantei şi al instalaţiei de răcire intermediară.

Se menţionează şi faptul că refrigerarea aerului precomprimat poate introduce avantaje însemnate, mai ales în exploatările mari care dispun de instalaţii frigorifere cu absorbţie.

Realizarea răcirii intermediare cu aer pare să aibă unele avantaje numai pentru motoare pînă la 500 CP. La puteri mai mari, ancombramentul creşte obiecţionabil. De asemenea, radiatorul poate fi îmbîcsit uşor cu uleiul antrenat în aer.

Filtre duble pentru ulei. W. Friedlander. In: Oil Engine and Gas Turbine, iulie 1964.

Vechea controversă privind filtrarea completă sau parţială a cantităţii de ulei dintr-un motor pare că a căpătat un răspuns de compromis. Astfel s-au dezvoltat tipuri noi de filtre, care încorporează două medii de filtrare într-o dispunere ce are ambele caracteristici.

Se ştie că ambele sisteme menţionate au unele avantaje. La unele motoare s-au prevăzut două filtre separate (unul pentru întreg debitul, altul cu by-pass) pentru o protecţie cît mai mare, în condiţii grele de lucru. Preţul de cost mai ridicat şi complicaţiile acestui procedeu au împiedicat extinderea sa.

Randamentul filtrării creşte în timpul serviciului datorită efectului adiţional de filtrare a stratului de contaminanţi depozitaţi pe mediul filtrului. Pentru a obţine deci o viaţă raţională de serviciu este necesar să se înceapă cu un randament mai scăzut decît este de dorit, pe cea mai mare parte a duratei sale filtrul lucrînd la aceste randamente joase. Cînd elementul ajunge spre finele vieţii sale, randamentul este maxim, cu excepţia pornirii la rece: uleiul rece cu viscozitate mare nu poate trece prin elementul parţial blocat, face să crească presiunea şi deschide supapa de descărcare (siguranţă). Cercetări recente au arătat că viaţa efectivă a unui element de filtrare este mai scurtă decît se credea şi că, în a doua jumătate a duratei sale de serviciu, supapa de descărcare era mai mult deschisă decît închisă. Totuşi, chiar cu această supapă deschisă, elementul încă lucrează ca un filtru de by-pass.

Filtrele duble încearcă să evite toate dezavantajele arătate. În figura 1 se arată un filtru dublu complet interschimbabil cu unul standard. Elementul său are două medii de filtrare aranjate în doi cilindri concentrici: cel exterior este format de un mediu fin de filtrare, de obicei hîrtie impregnată cu răşină de mare densitate, cel interior este grosolan, format, de obicei, din pîslă cu un suport din plasă de sîrmă. Cei doi cilindri sînt acoperiţi la ambele capete cu capace metalice, formînd astfel un element unitar. Uleiul intră la partea superioară a capacului, trece prin tubul central, de unde o parte intră în cutia filtrului prin orificiul mare de la partea inferioară a tubului central. De aci el trece prin mediul exterior, fin, de filtrare, în camera dintre cei doi cilindri şi apoi în sus spre motor, pe lîngă supapa de descărcare. Restul uleiului trece prin orificiul din mijlocul tubului central prin mediul grosolan de filtrare, de unde se întîlneşte cu prima parte a uleiului şi iese din filtru. În modul acesta, atîta timp cît elementul este nou, cea mai mare parte din ulei trece prin filtrul fin, deoarece rezistenţa sa este relativ joasă, iar debitul la celălalt filtru este controlat de orificiul îngust din tub. Pe măsură ce filtrul se îmbîcseşte, rezistenţa sa creşte şi o parte corespunzător mai mare din ulei trece prin filtrul grosolan. Spre finele vieţii sale, filtrul fin ia numai o proporţie mică din debitul total de ulei, acţionînd ca un filtru de by-pass, în timp ce partea cea mai mare trece prin filtrul grosolan, al cărui randament a crescut datorită depunerii contaminanţilor. Această situaţie se apropie foarte mult de filtrarea cu randament constant.

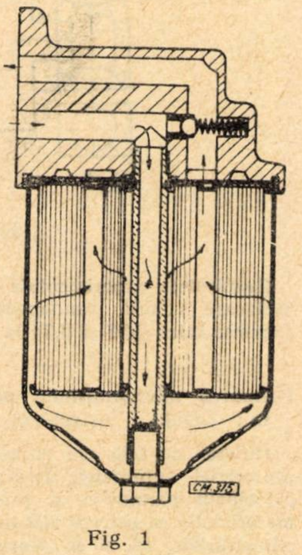


Fig. 1

Însonorizarea turbinelor cu gaze. În: Oil Engine and Gas Turbine, septembrie 1964.

Pentru insonorizarea turbinelor cu gaze sînt necesare două amortizoare de zgomote: unul pentru admisiune, al doilea pentru evacuare. De forma unor cutii rectangulare, fiecare amortizor este deschis la un capăt pentru a permite gazelor să treacă printr-o serie de fante de formă aerodinamică, care produc o atenuare sau reducerea predeterminată a presiunii sunetului.

La alegerea formei şi lungimii fantelor, trebuie să se ţină seamă de două tipuri diferite de generare a sunetului. Zgomotul de aspiraţie are caracteristici predominante de înaltă frecvenţă, produse de turbulenţa aerului care interacţionează cu statorul cînd el părăseşte rotorul. Aceasta produce un sunet înalt („ţipăt”) cu frecvenţă mai ales peste 1 000 c/s. Zgomotul de evacuare, creat de procesul de ardere şi de trecere a gazelor cu mare viteză prin treptele turbinei, este în intervalul de frecvenţe între joase şi medii.

Deoarece performanţa de înaltă frecvenţă depinde de lărgimea spaţiului de aer, pentru amortizorul de aspiraţie se prevăd fante apropiate, dese, cu treceri strîmte pentru aer. Invers, deoarece există la evacuare frecvenţe mult mai joase, sînt indicate pentru amortizorul de evacuare fante mai groase şi rare.

Luînd în considerare şi cerinţele de rezistenţă la curgere, se recomandă, drept cădere maximă admisibilă de presiune, 25–26 mm col. apă, observînd că fantele paralele şi drepte au o rezistenţă gazodinamică minimă.

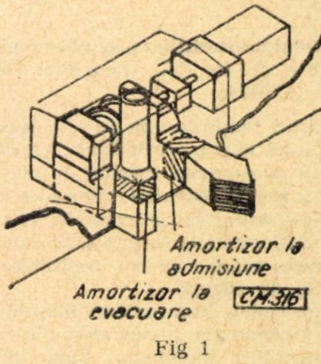


Fig 1

Orientarea pe verticală a evacuării contribuie la reducerea nivelului acustic al evacuării.

O atenţie deosebită se acordă eroziunii materialelor acustice folosite ca medii absorbante pe fantele atît de aspiraţie, cît şi de evacuare. Se folosesc fibra de sticlă pentru amortizorul de aspiraţie şi o plasă cu ochiuri mici de sîrmă pentru cel de evacuare.

Evitarea scăpărilor exterioare la injectoare. În: Engine Design and Applications, octombrie 1964.

Scăpările de combustibil de la injectoarele motoarelor Diesel sînt defecţiuni obiecţionabile, mai ales la motoarele de locomotive la care accesul redus face ca inspectarea să fie grea. Uzinele Bryce Berger din Anglia au aplicat măsuri interesante în acest sens (British Patent nr. 933 020).

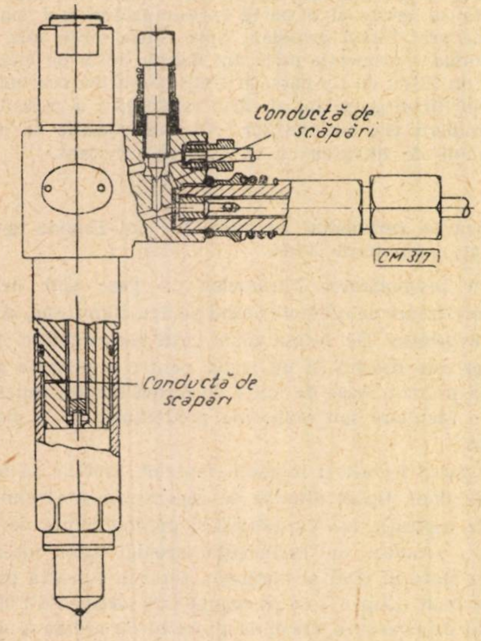


Fig. 1

Zona cea mai supusă scăpărilor este legătura dintre conducta de combustibil şi corpul injectorului (fig. 1). Introducerea unui inel de etanşare încărcat cu resort *1* rezolvă în bune condiţii problema. Un alt punct periculos este şurubul de aerisire, deoarece combustibilul sub presiune poate scăpa pe lîngă filetul acestuia. Utilizarea unei garnituri de neopren *2* a dat satisfacţie deplină. A treia zonă de scăpări este la legătura dintre corpul injectorului şi corpul pulverizatorului, care se neutralizează prin introducerea unui inel de etanşeitate *3*. Orice scăpări posibile sînt canalizate printr-o conductă scurtă în zona de joasă presiune a injectorului.

Studiul randamentului transmisiilor maşinilor rapide de frezat. Iu. D. Vragov şi Iu. N. Gondin. In: Stanki i instrument, nr. 1, 1965.

Creşterea rapidităţii maşinilor-unelte este legată de mărirea puterii transmisiei mişcării principale, corelată cu menţinerea constantă a consumului specific de energie electrică pe unitatea de producţie. Diferitele procedee de mărire a rapidităţii maşinilor-unelte, ca de exemplu, creşterea vitezei de rotaţie a transmisiilor cu roţi dinţate şi cu curele, provoacă, de regulă, micşorarea randamentului transmisiei şi mărirea consumului specific de energie.

Studiul randamentului transmisiei maşinilor verticale rapide de frezat, utilizate la prelucrarea pieselor de aliaje uşoare, ridică dificultăţi însemnate. Una dintre acestea o constituie tararea încărcării maşinii în condiţiile aşchierii cu freze cu număr mic de dinţi, timpul de lucru şi momentul de torsiune avînd valori reduse, iar turaţia arborelui atingînd 6 000—9 000 rot/min.

La Institutul politehnic din Gorki s-au efectuat experimentări în cadrul cărora încărcarea maşinii în timpul aşchierii a fost simulată cu ajutorul unei instalaţii speciale de încărcare. Această instalaţie are ca agregat principal un generator de curent continuu tip GSR-9 000. Carcasa generatorului, căruia i s-a demontat în prealabil placa din faţă, este fixată prin flanşe suplimentare în lagărele cu bile-umăr dispuse într-o ramă sudată. Rotirea carcasei generatorului este echilibrată de un dinamometru cu precizia de 0,02 kgfm. Ansamblul astfel format se prinde pe masa maşinii, iar arborele generatorului se cuplează cu arborele maşinii printr-un cuplaj elastic.

Încărcarea generatorului se realizează prin intermediul unei rezistenţe electrice calculate la un curent de 300 A, constituită dintr-o spirală de sîrmă nichel-crom izolată, cu diametrul de 3,5 mm şi lungimea totală de circa 37 m. Spirala este montată într-un cadru aşezat în spatele maşinii. Reglajul încărcării generatorului se efectuează comod cu ajutorul unui reostat de excitaţie, compus din două rezistenţe de 15 Ω şi 10 A, cuplate în paralel.

În cursul experimentărilor, sarcina transmisiei frezei a fost de 50, 75, 100, 125 şi 150% din sarcina nominală de calcul la fiecare treaptă de viteză a arborelui. În acest mod, turaţia arborelui a variat între 3 100 şi 8 000 rot/min. Practic, ca urmare a necesităţii de diminuare a cîmpului magnetic al generatorului la turaţii mari şi a micşorării momentului de torsiune, valori stabile ale randamentului s-au obţinut la turaţii pînă la 7 000 rot/min.

Schema instalaţiei este prezentată în figura 1 (*1* — generator; *2* — reostat de şunt; *3* — reostat de excitaţie; *4* — dinamometru). Parametrii electrici ai generatorului au variat în circuitul principal între 55 şi 160 A, respectiv între 15 şi 40 V, iar în circuitul de excitaţie, între 0,6 şi 10 A, respectiv între 4 şi 60 V.

Pentru determinarea randamentului transmisiei, indicaţiile dinamometrului au fost comparate cu puterea necesară transmisiei alimentate cu curent alternativ. În fiecare treaptă de viteză a arborelui maşinii, poziţia reostatului de excitaţie a fost stabilită în aşa fel încît indicaţiile dinamometrului să coincidă cu valorile calculate ale sarcinii.

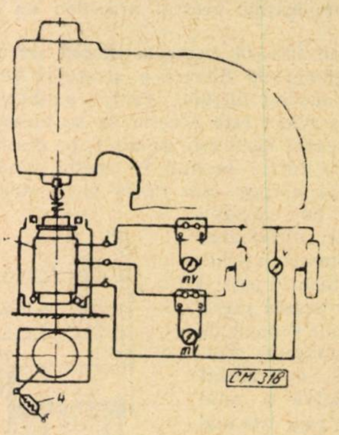


Fig. 1

Rezultatele experimentale au confirmat cu precizie satisfăcătoare valorile randamentului determinate prin calcul, cuprinse între 0,56 şi 0,74 la sarcina nominală.

Formarea microprofilului prin rulare. D. D. Papşev. In: Stanki i instrument, nr. 1, 1965.

Rularea cu bile sau cu role provoacă modificarea microgeometriei suprafeţei, rugozitatea obţinută depinzînd de principalii parametri ai procesului. Deformaţia plastică a materialului se petrece atît în sensul avansului, prin formarea adînciturilor, cît şi în sensul opus avansului, prin modificarea porţiunii învecinate, presată anterior de sculă.

Aşa cum arată profilograma ridicată la rularea cu rolă a oţelului carbon, la începutul operaţiei (prima rotaţie a piesei sau prima trecere în cazul rulării plane) se formează un şanţ simetric (fig. 1 *a*). La a doua rotaţie (sau a doua trecere), corelată cu deplasarea rolei în conformitate cu mărimea avansului, se formează un al doilea şanţ (fig. 1 *b*), avînd adîncimea mai mare decît primul, din cauza micşorării suprafeţei de contact şi, ca urmare, a creşterii presiunii. Situaţia se repetă în continuare (fig. 1 *c* şi *d*). În figură s-au marcat prin linii întrerupte deformaţiile anterioare momentelor reprezentate, deformaţiile realizate în sens opus avansului fiind evidenţiate de zonele haşurate.

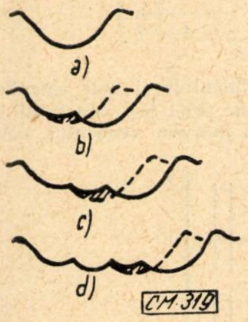


Fig. 1

Fenomenul expus provoacă ridicarea vîrfurilor proeminenţelor şi deplasarea lor în zonele neregularităţilor formate anterior. Domeniul în care se produce acest fenomen este limitat de adîncitura limitrofă, la rularea cu presiune mare şi avans mic putînd fi afectate cîteva microneregularităţi, provocîndu-se deformarea lor repetată.

Înălţimea neregularităţilor obţinute la prima rotaţie (microprofilul iniţial) poate să difere sensibil faţă de înălţimea obţinută la a doua rotaţie (microprofilul definitiv), în funcţie de presiunea de contact. De exemplu, în cazul unor măsurări efectuate la rularea oţelului carbon 20 cu rolă avînd diametrul de 10 mm, cu un avans de 0,44 mm/rot, înălţimea neregularităţilor microprofilului iniţial la o forţă de aplicare a rolei de 100 kgf a fost de 5 μm, iar înălţimea microprofilului definitiv — de 6 μm; valorile corespunzătoare forţei de aplicare a rolei de 300 kgf au fost de 6 μm, respectiv de 8,5 μm.

În cazul realizării presiunii optime de contact, modificarea microprofilului iniţial prin cea de-a doua rotaţie sau trecere nu este însemnată, gradul de rugozitate rămînînd, practic, acelaşi. Starea iniţială a suprafeţei piesei influenţează în mod hotărîtor gradul de rugozitate obţinut prin prelucrare, dacă presiunea de contact nu asigură deformarea corespunzătoare a suprafeţei.

Pentru calculul înălţimii microneregularităţilor se recomandă relaţiile:

$$R = R_b - \sqrt{R_b - \frac{s^2}{4}} \tag{1}$$

sau

$$R = \frac{s^2}{8\,R_b}, \tag{2}$$

în care:

R_b este raza bilei, mm;

s — avansul, mm/rot.

În cazul rulării cu bilă avînd diametrul cuprins între 5 şi 40 mm, cu avansul variind de la 0,05 la 0,4 mm/rot, s-au obţinut diferenţe neînsemnate între valorile date de aceste relaţii. Ele sînt comparabile în cazul asigurării condiţiilor optime de lucru, astfel încît este preferabilă aplicarea relaţiei (2), care este mai simplă. Evaluarea modificării microprofilului iniţial, prin cea de-a doua rotaţie sau trecere, este posibilă prin introducerea unor coeficienţi în relaţiile prezentate. Valorile acestor coeficienţi, depinzînd de proprietăţile plastice ale materialului şi de presiunea de contact, se determină experimental.

Parametrii optimi ai conului de atac al frezelor-scule pentru danturarea roţilor cu dinţi înclinaţi. V. S. Severilov. În: Stanki i instrument, nr. 12, 1964.

La danturarea cu freze-melc a roţilor cu dinţi înclinaţi lungimea zonei de tăiere este mare, iar perioada de intrare în angrenare a piesei cu scula se caracterizează prin variaţii importante ale sarcinii, deoarece unghiul efectiv de contact cuprinde un arc a cărui lungime este mai mică decît pasul circular al dinţilor frezei. Din această cauză, prima etapă a prelucrării este realizată de dinţii marginali ai frezei şi apoi, treptat, numărul de dinţi care participă la operaţie se măreşte.

În cazul cînd freza-melc este construită cu con de atac, lungimea de tăiere şi perioada de intrare în angrenare se micşorează. Printr-o alegere judicioasă a parametrilor conului de atac, toţi dinţii cuprinşi în această porţiune intră aproape simultan în angrenare, sarcina care revine fiecăruia fiind practic, aceeaşi, fapt care determină creşterea durabilităţii frezei.

În schema de lucru (fig. 1) s-au trasat planurile de secţionare $O-O$, $I-I$ şi $II-II$ perpendiculare pe axa frezei.

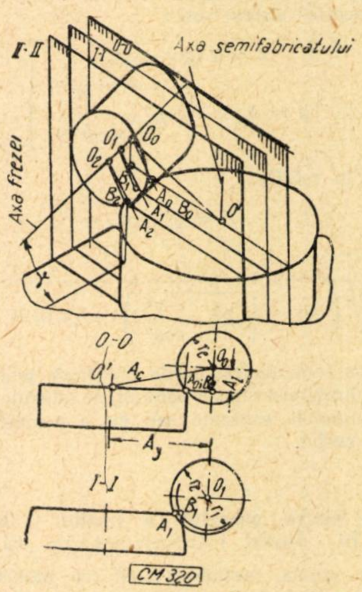


Fig. 1

Planul $O-O$, care separă conul de atac de partea cilindrică a frezei, intersectează semifabricatul în punctul A_0 corespunzător contactului primului dinte al părţii cilindrice a frezei cu semifabricatul.

Notînd cu r_e distanţa dintre axa frezei şi punctul A_0 (cea mai mică distanţă dintre axa frezei şi suprafaţa semifabricatului în planul $O-O$), în oricare alt plan care trece prin conul de atac mărimea similară r este mai mică decît r_e. Diferenţele $r_e - r$ pot fi considerate egale cu adîncitura realizată în semifabricat prin intrarea în angrenare a dinţilor conului de atac. Punctele B_0, B_1 şi B_2 aparţin unei curbe oarecare în spaţiu. Dacă conul de atac este construit în aşa fel încît să urmărească această curbă, toţi dinţii săi vor fi încărcaţi în timpul angrenării de aceeaşi sarcină.

Metoda de calcul al parametrilor optimi ai frezei constă în determinarea analitică a razei-vectoare r a curbei în spaţiu, cu transpunerea ei în planurile perpendiculare pe axa frezei şi înlocuirea cu o dreaptă.

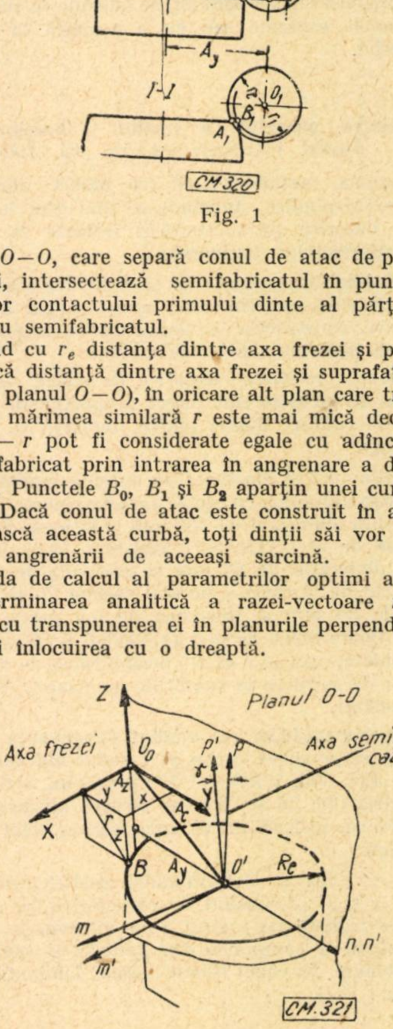


Fig. 2

Se consideră trei sisteme de coordonate (fig. 2): sistemul $O'mnp$ al semifabricatului, sistemul auxiliar $O'm'n'p'$, rotit faţă de axa $O'p$ cu unghiul γ (unghiul de înclinare a axei frezei faţă de suprafaţa frontală a semifabricatului), şi sistemul O_0XYZ al frezei. Cu notaţiile din figura 2 se poate scrie sistemul de ecuaţii:

$$\left.\begin{aligned} m^2 + n^2 &= R_e^2 \\ p &= 0 \end{aligned}\right\}, \tag{1}$$

care transpus în sistemul O_0XYZ ia forma :

$$\left.\begin{aligned}[x\cos\gamma + (z + A_z)\sin\gamma]^2 + (y - A_y)^2 = R_e^2\\ -x\sin\gamma + (z + A_z)\cos\gamma = 0\end{aligned}\right\}. \tag{2}$$

Soluţiile acestui sistem sînt :

$$\left.\begin{aligned}z &= x\,\mathrm{tg}\,\gamma - A_z\\ y &= A_y - \sqrt{R_e^2 - \frac{x^2}{\cos^2\gamma}}\end{aligned}\right\}. \tag{3}$$

Înlocuind în relaţia :

$$r^2 = y^2 + z^2, \tag{4}$$

rezultă :

$$r = \sqrt{\left(A_x - \sqrt{R_e^2 - \frac{x^2}{\cos^2\gamma}}\right)^2 + (x\,\mathrm{tg}\,\gamma - A_z)^2}. \tag{5}$$

Din motive tehnologice, curba $r = f(x)$, pentru r cuprins între zero şi lungimea dată a conului, se înlocuieşte cu dreapta ce uneşte punctele extreme sau cu o paralelă la aceasta, tangentă la curbă.

Tăierea cu piatră abrazivă a ţevilor şi barelor. M. A. Kecek. În: Stanki i instrument, nr. 12, 1964.

În ultima vreme, metoda tăierii cu piatră abrazivă a căpătat o mare răspîndire, aplicîndu-se mai ales la piesele de oţel aliat, datorită productivităţii ridicate şi calităţii superioare a suprafeţelor prelucrate.

Utilizarea acesteia în cazul barelor şi al ţevilor a constituit obiectul unor cercetări experimentale avînd scopul de a furniza date pentru construcţia maşinilor-unelte respective şi pentru stabilirea regimului optim de aşchiere.

Pentru elaborarea relaţiilor teoretice de calcul s-a considerat că forţele de aşchiere sînt direct proporţionale cu lungimea arcului de contact dintre piatra abrazivă şi piesă şi cu lăţimea pietrei.

Experimentările au fost efectuate pe maşina semiautomată STK-180 A cu cap hidraulic, cu pietre abrazive marca E40STV şi EV40S2B, avînd diametrul de 300 mm şi lăţimea de 3 mm. S-au tăiat piese de oţel 1H18N9T rezistent la temperaturi înalte (ţevi cu diametrul de 32 mm şi grosimea de 4 mm şi bare cu diametrul de 20 mm), şi de oţel carbon 20 şi 35 (ţevi cu diametrul de 25 mm şi grosimea de 3,5 mm). De asemenea, au fost tăiate benzi de oţel 1H18N9T şi 35 în aceleaşi regimuri de aşchiere, ceea ce a oferit posibilitatea de a urmări variaţia forţelor de aşchiere în condiţiile menţinerii constante a arcului de contact.

În cursul experimentărilor s-a studiat dependenţa forţelor de aşchiere faţă de avansul optim al capului hidraulic, care a fost reglat la 375, 600, 1 000 şi 1 200 mm/min, şi de viteza periferică a pietrei (38, 56 şi 76 m/s). Pentru măsurarea forţelor de aşchiere s-a utilizat un dinamometru special cu traductoare electrice.

Experienţele au dus la determinarea coeficienţilor C şi a exponenţilor α şi β (depinzînd de caracteristicile piesei şi ale pietrei şi de regimul de răcire), care intervin în relaţiile teoretice de calcul al componentelor radială şi tangenţială ale forţei de aşchiere. În cazul tăierii barelor laminate, aceste relaţii au forma :

$$P = 2BRCs^{\alpha}\,v^{\beta}\int_{\varphi_1}^{\pi/2}\sin^{1+\alpha}\varphi\,d\varphi,\ \text{kgf},$$

în care : B este lăţimea pietrei, mm ; R — raza pietrei, mm ; s — avansul, mm/min ; v — viteza periferică, m/s. Cu notaţiile :

$$\eta = \frac{R}{r}\ \text{şi}\ \xi = \frac{h}{r},$$

în care : r este raza pietrei, mm ; h — adîncimea de pătrundere a pietrei în piesă, mm. Unghiul dintre axa verticală a pietrei şi raza punctului de contact (fig. 1) are expresia :

$$\varphi_1 = \text{arc sin}\left(1 - \frac{\xi}{\eta}\cdot\frac{1 - \frac{\xi}{2}}{\eta + 1 - \xi}\right).$$

Diferenţele dintre valorile experimentale şi cele calculate ale forţelor de aşchiere nu depăşesc 2%. S-a constatat că forţele de aşchiere cresc o dată cu mărirea avansului, componenta radială fiind de 4—4,5 ori mai mare decît componenta tangenţială la tăierea oţelului rezistent la temperaturi înalte, şi de 3—3,5 ori la tăierea oţelului carbon. Mărirea vitezei periferice a pietrei este însoţită de micşorarea forţelor de aşchiere, astfel că viteza minimă a fost apreciată la 50 m/s.

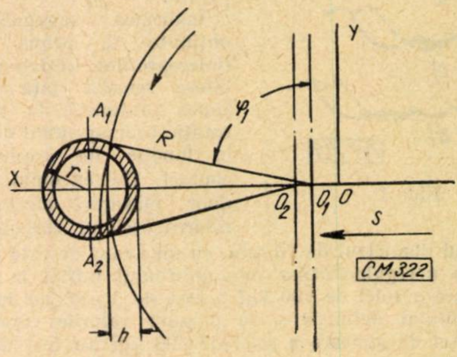


Fig. 1

Autoîncărcător-stivuitor cu transmisie hidrostatică. In : Oelhydraulik und Pneumatik, iunie 1964.

Autoîncărcătoarele-stivuitoare se utilizează, în general, pentru lucrări de încărcare-descărcare şi de transport pe distanţe mici. Aceste utilizări necesită porniri şi opriri frecvente ale vehiculului, cum şi dese schimbări ale sensului de deplasare. Pentru a efectua aceste operaţii, conducătorul unui astfel de vehicul cu transmisie mecanică trebuie să acţioneze continuu o serie de comenzi. Deoarece o mînă trebuie să se găsească pe volan, cealaltă, în afara acţionării manetei pentru ridicarea încărcăturii, trebuie să comande şi maneta schimbătorului de viteze. În acelaşi timp trebuie acţionate comenzile pentru cuplarea şi decuplarea ambreiajului, frînare şi accelerare. La schimbarea vitezelor se produc şocuri care pot duce la căderea sarcinii. Acelaşi lucru se poate întîmpla la frînări bruşte şi ambreieri rapide.

Ca să se evite toate aceste neajunsuri, s-a construit (Güldner Motoren-Werke) un autoîncărcător-stivuitor cu transmisie hidrostatică, la care comenzile se execută cu două pedale de picior, mîinile fiind folosite pentru comanda direcţiei şi a mecanismului de ridicare. Dispărînd întreruperile de flux de putere, toate mişcările se execută cu o mare sensibilitate şi fără şocuri. Transmisia hidrostatică are o formă compactă, înglobînd toate organele respective într-o carcasă de forma unei cutii de viteze. Schema noii transmisii este arătată în figura 1.

Motorul termic antrenează o pompă cu pistoane axiale cu debit variabil, prin intermediul unui cuplaj elastic. Mişcarea de rotaţie este transmisă de la axul *1* la blocul cilindrilor *2* prin bielele *3* şi pistoanele *4*. Blocul cilindrilor este sprijinit în carcasa pompei *5*, care poate bascula în plan vertical. În poziţia de zero, debitul pompei este nul. Cu cît creşte înclinarea pompei, cu atît cresc cursa pistoanelor şi deci şi debitul refulat. Motorul are o construcţie similară cu a pompei ; debitul respectiv este însă constant, blocul cilindrilor *7* avînd o poziţie unghiulară fixă faţă de axul condus *8*. O supapă dublă de siguranţă *10* limitează presiunea de funcţionare stabilită în funcţie de încărcarea motorului. La intrarea în funcţiune a supapei de siguranţă, uleiul trece de la conducta de înaltă presiune spre cea de joasă presiune, respectiv de întoarcere. Pompa de alimentare *12*, montată în flanşa *6*, este antrenată de axul *1* şi compensează pierderile de ulei din circuitul închis; totodată introduce ulei proaspăt în circuit. Deoarece debitul pompei de alimentare depăşeşte pierderile de ulei care apar în sistem, cantitatea suplimentară de ulei este eliminată printr-un ventil de evacuare.

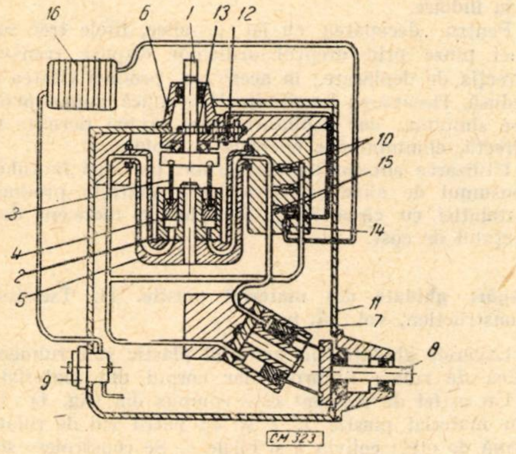


Fig. 1

Pentru ca ventilul de evacuare să nu fie pus în legătură cu conducta de înaltă presiune, înaintea acesteia este montat un ventil de comandă *15*. În felul acesta ventilul de evacuare este totdeauna în legătură cu conducta, care este în acel moment de joasă presiune.

Turaţia axului condus este funcţie de debitul pompei reglabile. Răcirea uleiului se face cu ajutorul aripioarelor montate pe carcasă sau cu ajutorul unui răcitor de ulei.

Brevet 965 302 Maschinenfabrik. Augsburg-Nürnberg. In: Engine Design and Applications, octombrie 1964.

Se propune o îmbunătăţire a admisiei pentru motoarele cu aprindere prin comprimare policilindrice, cu injecţie directă, în patru timpi, prin mărirea greutăţii aerului aspirat în fiecare cilindru şi prin creşterea vitezei de rotaţie a aerului în cilindri pentru o amestecare mai bună cu combustibilul.

Fiecare grup de cilindri, ale căror supape nu au suprapuneri (sau numai foarte reduse), este prevăzut cu un colector comun legat cu o conductă de o cameră de aer în care intră aerul după trecerea prin filtru. Capetele conductei de legătură dintre colector şi cameră formează puncte de reflectare, ca urmare a variaţiei bruşte a secţiunii transversale. Aceste puncte de reflectare sînt astfel poziţionate reciproc încît unda redusă de presiune, produsă la începutul aspiraţiei, este reflectată înapoi atît de rapid încît unda reflectată ajunge la supapa de admisie ca o undă de presiune pozitivă. Această undă ajunge în momentul ridicării maxime a supapei sau foarte repede după aceasta.

Cu ordinea de aprindere 1–5–3–6–2–4, gruparea cilindrilor 1, 2 şi 3 (schema *a*) duce la decalarea admisiilor cu 240°. În colectorul *7* se formează o undă redusă de presiune (*2* în diagrama *b*) corespunzător ordinii de admisie 1–3–2 şi se repetă după cursele de admisie ale celor trei cilindri din acest grup. În timpul a două rotaţii ale arborelui cotit, în conducta *8* (schema *a*) apar trei unde negative de presiune şi nu există vreo perioadă fără excitaţie între undele individuale de presiune redusă.

În partea superioară a diagramei *b* se arată mişcarea supapelor, cu variaţiile presiunii într-un colector de admisie comun la trei cilindri. Curbele de ridicare a supapelor sînt trasate la intervale de 240°. Dacă supapa de admisie se deschide cu un avans de 20° şi se închide cu o întîrziere de 40°, curbele se urmează una după alta. Aceasta duce la o variaţie a presiunii în *7* (schema *a*), aşa cum se arată în curba *2* (diagrama *b*). Reducerea presiunii se măreşte în momentul deschiderii supapei, atingînd un maxim în jurul poziţiei în care supapa a atins înălţimea cea mai mare de ridicare. Pe măsură ce supapa se închide, reducerea presiunii în colector se micşorează din nou.

Conducta de rezonanţă *8* (schema *a*) şi punctele de reflexie la joncţiunile sale cu cutia *10* şi colectorul *7* transformă curba *2* în *3* (diagrama *b*). Presiunea crescută în timpul perioadei de deschidere maximă a supapei (*4* în schema *b*) produce creşterea intensităţii mişcării de rotaţie a aerului în cilindru.

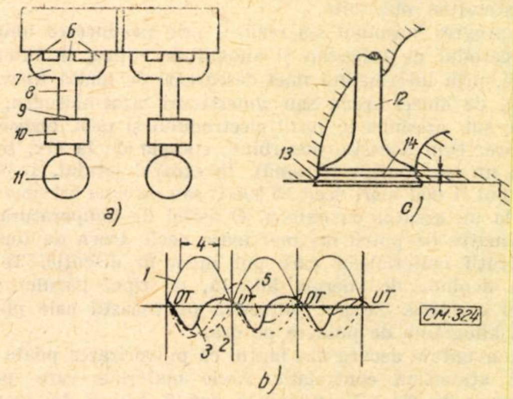


Fig. 1

Supapa de admisie (*12* în schema *c*) are scaunul normal *13*, dar posedă o porţiune cilindrică *14*, care întîrzie aspiraţia pînă în apropierea momentului atingerii vitezei finale a ridicării supapei.

Brevet 966 168 Daimler-Benz. In: Engine Design and Applications, octombrie 1964.

Brevetul priveşte construcţia chiulasei motorului cu injecţie, astfel încît injectorul şi conductele sale de deasupra chiulasei să fie izolate de restul chiulasei, care poartă elementele de comandă ale supapelor. Pe această cale se evită ca scăpările de combustibil să ajungă în baia de ulei şi să-l contamineze pe acesta.

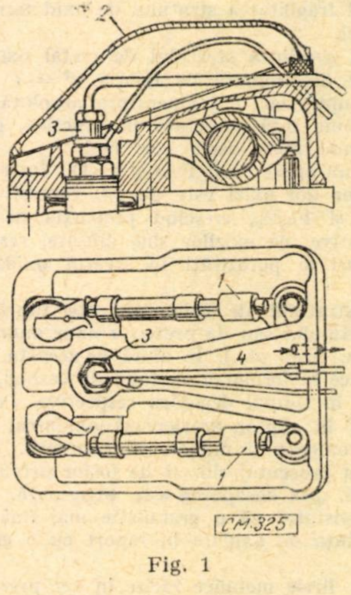


Fig. 1

Chiulasa poartă mecanismul de acţionare *1* al supapelor în scobituri practicate în cea mai mare parte a suprafeţei chiulasei. Scobitura centrală *4* adăposteşte injectorul *3*, cum şi conductele sale. Pereţii acestor trei puţuri poartă garnituri care sînt presate de către despărţiturile potrivite ale capacului distribuţiei *2*. În acest mod se realizează separaţia celor trei camere. Orice scăpare de combustibil trece din camera *4* printr-un orificiu de drenaj în exterior, semnalînd vizual defecţiunea. Conducta de combustibil la injector trece prin chiulasă, neancombrînd capacul distribuţiei.

Progrese în acoperirea prin pulverizare. În: Oil Engine and Gas Turbine, septembrie 1964.

Una dintre cele mai valoroase metode de fabricaţie şi reparaţie este aceea a depunerii unor acoperiri metalice sau din alte materiale. O dificultate constă în aceea că numărul materialelor folosite este limitat de temperaturile înalte de topire a acestora, mult superioare acelora posibile de realizat cu instalaţiile obişnuite.

Un progres însemnat s-a realizat prin producerea unui arc între catodul de tungsten şi anodul de cupru, în interiorul flăcării, prin intermediul unei descărcări de înaltă frecvenţă. Gazele, de obicei argon sau amestecuri azot-hidrogen, sînt forţate sub presiune în jurul electrodului şi prin orificiul de injectare. Prin aceasta, absorbind energia de la arc, se formează un gaz ionizat (plasmă). În centrul jetului, temperaturile pot fi mai mari decît 15 000°C sau de cinci ori mai mari decît la un arzător cu oxigen. O astfel de temperatură este aproximativ de patru ori mai mare decît aceea de topire a majorităţii materialelor care pot intra în discuţie. Temperatura depinde de energia folosită, de tipul gazului şi de debitul acestuia. Se pot pulveriza pe această cale pînă la cîteva kilograme de pulbere pe oră.

Alte avantaje decurg din faptul că pulverizarea poate avea loc în atmosferă controlată. Acele materiale care pot fi pulverizate în flacără cu oxigen pot fi depuse în acoperiri mai dense: s-au obţinut densităţi cu peste 90% mai mari, cu pulberi de mare duritate superficială. Se obţine în acelaşi timp şi o mare rezistenţă de legătură între pulbere şi suprafaţă.

Metoda poate fi folosită cu succes la acoperirea cu aluminiu a elementelor sistemelor de evacuare ale motoarelor Diesel care sînt supuse efectelor temperaturii şi atmosferei. Se pare că prin acest procedeu se poate extinde cu peste cinci ori durata de serviciu a acestor elemente. Preţul de cost al metodei este redus în comparaţie cu folosirea oţelurilor inoxidabile sau a altor materiale superioare. În plus se adaugă reducerea cheltuielilor de întreţinere şi a pieselor de schimb.

Tratamentul suprafeţelor — decaparea mecanică a firelor şi barelor. În: La technique moderne, nr. 11, 1964.

Eficienţa decapării chimice sau mecanice este funcţie de porozitatea şi fragilitatea stratului de oxid format la suprafaţa metalului.

În general, grosimea stratului de metal oxidat în timpul încălzirii este determinată de relaţia $x^2 = T \cdot t$, în care t reprezintă timpul, iar T temperatura absolută de încălzire. Expresia trebuie însă corectată în practică, oţelurile dure oxidîndu-se mai mult decît cele moi.

Sub 700°C nu apare decît FeO şi Fe_3O_4. Între 700 şi 900°C, proporţia celor doi oxizi este de 90, respectiv 10%. Peste 900°C apare şi Fe_2O_3, crescînd proporţia de Fe_3O_4. Cum volumele relative ale oxizilor sînt diferite, rezultă apariţia unor crăpături şi porozităţi în stratul oxidat, mărindu-i fragilitatea.

Aderenţa stratului de calamină este funcţie de starea suprafeţei metalului sau de prezenţa unor anumite elemente (cupru, siliciu, crom etc.). În afară de aceasta, carbonul din oţelul dur duce la formarea oxidului de carbon, deci la apariţia fisurilor în timpul degajării respective. Prezenţa bioxidului de sulf în cuptor accelerează oxidarea, dar acţiunea simultană a oxigenului micşorează aderenţa.

Oţelurile cu procentaj ridicat de fosfor prezintă o oxidare intergranulară, deci decaparea este îngreuiată.

S-a mai constatat că o granulaţie mai fină a austenitei măreşte tendinţa de oxidare în raport cu o granulaţie mai mare.

În general, firele metalice răcite în aer prezintă un strat gros de calamină, dar care se sfărîmă la trecerea pe role înainte de rulare.

Firele decapate prin sablare cu alice prezintă tendinţă de ruginire, iar rugozitatea suprafeţei este dublă în raport cu decapajul chimic, apărînd inconveniente la trecerea prin filieră.

Creşterea de temperatură la trecerea prin filieră fiind mai mare decît în cazul decapării chimice, lubrifiantul folosit trebuie să fie mai vîscos, iar temperatura de topire a săpunului format trebuie să fie mai ridicată decît temperatura superficială a firului. Se obţin rezultate bune cu amestecuri formate din 20% acid gras şi 80% var. La prima trecere, reducerea secţiunii nu trebuie să depăşească 27%, iar unghiul filierei să fie sub 14°.

Firele trase după decaparea chimică sau mecanică prezintă caracteristici similare, putînd fi supuse apoi operaţiei de acoperire, ceea ce nu este posibil pentru firele decapate prin îndoire.

Pentru decaparea cu jet de alice, firele trec sub forma unei pînze prin dreptul orificiilor dispuse transversal pe direcţia de deplasare; în acest caz, productivitatea este mai redusă. Decaparea longitudinală se aplică numai pentru cinci fire simultan, dar deplasarea mai rapidă permite trefilarea directă, eliminîndu-se operaţia de bobinare.

Utilizarea alicelor tratate termic, pe lîngă faptul că reduce consumul de alice cu circa 15%, măreşte productivitatea instalaţiei cu circa 35%, rezultînd o reducere de 12% a preţului de cost.

Lagăre ghidate din material plastic. H. Tschätsch. În: Konstruction, vol. 15, nr. 3.

Lagărele ghidate din material plastic sînt rulmenţi avînd calea de rulare filiformă, iar corpul din material plastic.

Un astfel de rulment este compus din (fig. 1): trei inele din material plastic *1*, *2* şi *3*; patru căi de rulare *4* din sîrmă de oţel; colivia *5* şi bilele *6*. Se construiesc sub formă de rulmenţi radiali, axiali sau axiali pentru ambele sensuri (fig. 2). Îmbinarea inelelor ce formează corpul rulmentului este realizată cu ajutorul şuruburilor.

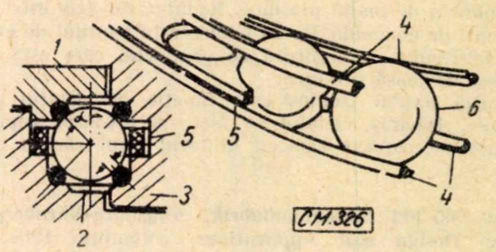


Fig. 1

Materialul folosit pentru fabricarea inelelor este răşina poliesterică armată cu fibre de sticlă, avînd următoarele caracteristici: rezistenţa la tracţiune — 16,75 kgf/mm^2, rezistenţa la compresiune — 42 kgf/mm^2, rezilienţa — 109 kgfcm/cm^2, duritatea Brinell — 22,6 kgf/mm^2 după 10 s, şi 21,4 kgf/mm^2 după 60 s, interval termic — −30° la +80°C procent de absorbţie a apei — 0,4%.

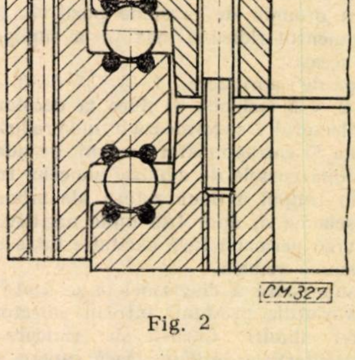


Fig. 2

Căile de rulare filiforme sînt realizate din material plastic pentru sarcini şi turaţii reduse şi din oţel inoxidabil de resorturi pentru cele mari.

Bilele sînt din material plastic pentru sarcini şi turaţii reduse, din sticlă pentru cele medii şi din oţel călit, inoxidabil sau din material ceramic dur pentru sarcini şi turaţii mari.

Bilele de sticlă fiind fragile, iar cele din material plastic prea deformabile, se utilizează mai ales cele de oţel.

Diametrul rulmenţilor poate varia de la 50 la 500 mm; inelele se realizează prin ştanţare.

Printre avantajele prezentate de aceşti rulmenţi se pot menţiona: greutate redusă, coeficient de amortizare mare, bună izolare electrică, rezistenţă corespunzătoare la acizi sau substanţe corosive.

Cuplaj cu plan oscilant. În : Machine Design, vol. **36**, nr. 15.

În cadrul cuplajului propus (fig. 1), extremitatea atît a arborelui motor, cît şi a celui condus, este prelucrată ca o suprafaţă plană *1* situată oblic pe axele respective. Pe aceste suprafeţe se găseşte cîte un locaş *2* pentru bilele *3*, prin intermediul cărora extremităţile arborilor se sprijină pe planul oscilant *4*.

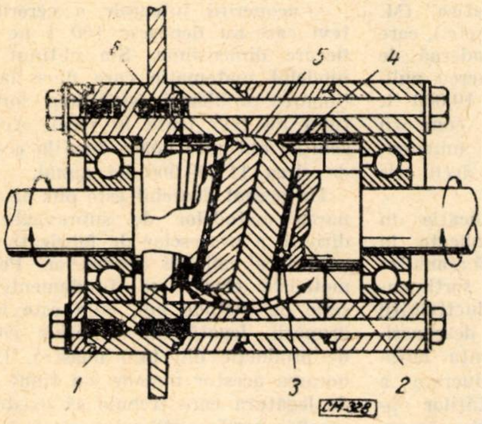


Fig. 1

Planul oscilant *4* prezintă numai o mişcare oscilatorie în ghidajul sferic *5*, după cum indică săgeţile respective din figură. În felul acesta transmite, fără să se rotească, mişcarea de rotaţie de la arborele motor la cel condus.

Capetele arborilor şi suprafeţele în frecare sînt acoperite cu manşoanele *6*.

Amortizor cu elastomer comprimat. În : Machine Design, vol. **36**, nr. 2.

Principiul constructiv şi funcţional al dispozitivului de amortizare apare în figura 1. Dispozitivul este format dintr-un resort tubular *1* în formă de *S*, umplut cu un elastomer precomprimat *2*.

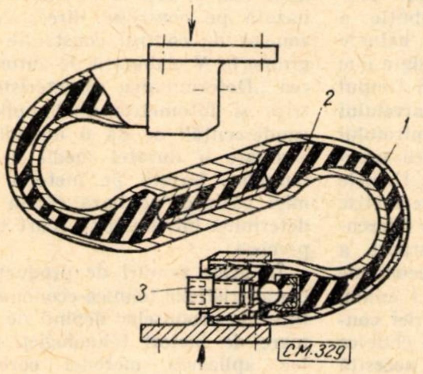


Fig. 1

La apariţia unei sarcini aplicate pe extremitatea resortului, porţiunile curbe ale acestuia se deformează, secţiunile respective turtindu-se; elastomerul este obligat să se deplaseze din porţiunile de secţiune redusă către porţiunea dreaptă a resortului, de secţiune mai mare.

În acest fel, lucrul mecanic de deformare a resortului este absorbit şi dispersat datorită frecărilor interne în masa elastomerului.

Şurubul *3* permite reglarea presiunii de precomprimare a elastomerului.

Şurubelniţă cu fricţiune cu cuplu variabil. În : Machine Design, vol. **36**, nr. 15.

Din figura 1 reiese principiul constructiv al unei şurubelniţe cu cuplu variabil.

Momentul de frecare apare între discurile fixe *1* şi discul mobil *2*. Materialul utilizat pentru realizarea discurilor este un material plastic (policarbonat).

Forţa axială necesară realizării momentului de frecare este determinată de resortul de compresiune *3* şi reglată cu ajutorul şurubului *4*.

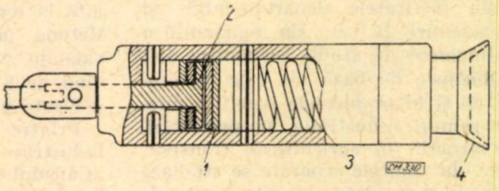


Fig. 1

Caracteristica forţelor de frecare dintre discurile în contact determină, la desprinderea şurubului, o valoare mai mare a cuplului respectiv; după ce şurubul începe să alunece, valoarea cuplului scade.

Studiul pieselor din material termoplastic. În : La technique moderne, nr. 11, 1964.

Materialele termoplastice care pot fi folosite în cadrul diferitelor utilizări tehnice sînt cele care prezintă un modul de elasticitate suficient. Modul în care pot fi utilizate este funcţie de proprietăţile respective.

În ce priveşte caracteristicile mecanice, materialele termoplastice se deosebesc de metale sub următoarele aspecte: variaţia contracţiei în funcţie de deformaţie nu este liniară pînă la rupere; modulul de elasticitate este mai redus; temperatura influenţează puternic caracteristicile mecanice, iar acestea sînt în funcţie şi de viteza şi de durata aplicării solicitării. În plus, caracteristicile mecanice sînt în funcţie atît de modul de fabricaţie a materialului, cît şi de condiţiile de utilizare.

Sub aspect termic se remarcă: un coeficient de dilatare mare, înmuiere rapidă peste 100°C, fragilitate la temperaturi reduse. Timpul şi temperatura influenţează forma curbei de contracţie în funcţie de deformaţie, cum şi modulul de elasticitate. Rezultă că pentru proiectarea pieselor din aceste materiale trebuie să se cunoască bine variaţia parametrilor respectivi.

Pentru materialele termoplastice, fluajul are un caracter mai important. O serie de încercări, realizate pentru o durată de timp limitată, au permis să se determine prin extrapolare modulul de elasticitate pentru piesele cu durată mare de utilizare (pînă la 11 ani).

Fragilitatea la şocuri se stabileşte comparativ pentru diversele materiale, determinîndu-se energia mecanică necesară pentru ruperea materialului la temperaturi din ce în ce mai reduse, pînă ce se obţin valori constante care arată că materialul a devenit fragil, putîndu-se compara temperaturile de fragilitate pentru diferitele materiale.

Expresiile de calcul pentru materialele plastice sînt valabile în cadrul ipotezei liniarităţii curbei contracţie-deformaţie, liniaritatea curbei respective subsistînd pînă la deformaţii de 1 %, ceea ce constituie un domeniu practic suficient.

Recenzii

Calculul economic — Sub redacția prof. univ. Manea Mănescu, membru corespondent al Academiei R.P.R. București, Editura Academiei Republicii Populare Romîne, 1964, 1051 pag.

Lucrarea „Calculul economic" reprezintă o culegere sintetică a celor mai actuale cercetări efectuate de centrul de calcul economic de pe lîngă Institutul de cercetări economice „V. I. Lenin" din București.

Lucrarea a fost scrisă sub redacția prof. universitar Manea Mănescu, la elaborarea ei participînd academicieni, cadre didactice, specialiști din producție și cercetători din institutele departamentale și ale Academiei R.P.R. Ea reprezintă o înmănunchiere de studii economice atît în problemele de bază ale calcului economic, cît și în problemele specifice diferitelor ramuri industriale, în proiectări, în construcții, în agricultură, transporturi etc. În capitole separate se studiază problemele mecanizării și cele legate de calculatoarele electronice, precum și problemele legate de investiții și de circulația mărfurilor.

Aplicațiile statisticii matematice la dirijarea proceselor de producție în vederea obținerii unei calități superioare constituie o altă preocupare de seamă a lucrării.

În volumul „Calculul economic" se întîlnesc o serie de probleme de bază cu un pronunțat caracter teoretic ca acelea ale programării liniare, ale programării stohastice, concave sau parametrice. Printre studiile teoretice deosebite se remarcă problemele noi ale teoriei servirii în masă, de Gh. Mihoc, sau introducerea în teoria informațiilor, efectuată de O. Onicescu. Problemele de statistică, de aplicații ale analizei secvențiale, ale analizei împrăștierii la calculul intervalului de încredere, se enumeră printre studiile efectuate în legătură cu problemele de bază ale calculului economic (Cap. II). Acest capitol abordează cele mai multe dintre metodele moderne ale statisticii matematice, care stau la dispoziția cercetătorilor din diferitele ramuri ale economiei.

Parcurgînd vastul material al lucrării, concretizat în peste 80 de studii, se remarcă atenția deosebită acordată aplicațiilor matematicii moderne în industrie.

Din lectura diferitelor studii rezultă caracterul concret și rezultatele economice deosebite obținute prin studiul proceselor de producție cu ajutorul metodelor statistico-matematice.

Metodele matematice cele mai complexe, ca teoria probabilităților și a statisticii matematice — în cadrul acestora, analiza selectivă, analiza dispersională și a corelației, programarea matematică cu diferitele ei variante — sînt instrumente care vin în sprijinul producției spre a o ridica la o nouă treaptă calitativă.

Printre studiile efectuate în acest domeniu se pot da ca exemple: „Cercetarea statistică a unor procese tehnologice în siderurgie", de Erich Kimakowitz, în care se folosește metoda corelației pentru cazul tridimensional, folosită la oțelăriile Siemens-Martin de la Hunedoara, pentru determinarea unei relații matematice între rezistența la rupere și conținutul de carbon și mangan în oțelurile carbon cu rezistența la rupere pînă la 70 kg/mm^2.

„Cercetarea conținutului de metal util al minereului de fier din import prin metode statistice matematice" (M. A. Lupu, N. Rancu, L. Tövissi etc.), care pune la punct o metodă modernă de recepție a cantităților de minereu aplicată la recepția unui vas de 10 000 t. Metoda permite tragerea de concluzii valabile verificînd 1000 kg minereu, fiind de 8 ori mai productivă decît cele utilizate pînă în prezent.

Printre domeniile de aplicație în industrie a materialelor publicate în „Calculul economic" se enumeră: analiza lansării fabricației, stabilirea sortimentelor optime, analiza productivității muncii, analiza rentabilității, descoperirea rezervelor interne, eficiența automatizării proceselor de prelucrare a țițeiului, determinarea capacităților optime, studiul sistemelor energetice, repartizarea sarcinilor între întreprinderi și cercetarea proceselor tehnologice și a calității producției industriale.

Metoda utilizată cel mai frecvent de către autorii diverselor studii a fost aplicarea metodelor matematice în rezolvarea directă a problemelor concrete ridicate în industrie.

Se vor da cîteva exemple în acest sens:

Un domeniu important unde aplicarea metodelor matematice își aduce o contribuție substanțială îl constituie problemele de cinematică și dinamica mecanismelor în scopul îmbunătățirii parametrilor funcționali cinematici și dinamici ai mașinilor și profilării mecanismelor și sculelor de mare productivitate.

Astfel se poate da ca exemplu problema mecanismului de distribuție a motorului S.R. 212 produs de uzinele „Steagul roșu" Brașov; soluțiile date duc la micșorarea forțelor de inerție în timpul funcționării, adică la creșterea nivelului siguranței în funcționare a mecanismului de distribuție, problema profilării pompelor elicoidale produse la Uzinele metalurgice Cugir și calculul geometric al pinionului planetar și satelit al diferențialului de la autocamionul Carpați, a cărui aplicare conduce la o economie antecalculată de 1 milion de lei anual.

Dezvoltarea continuă a industriei constructoare de mașini, a industriei chimice și petrochimice din țara noastră, necesită cantități sporite de țevi trase la rece din producția obținută în țară și din import. Acest fapt impune întocmirea unui program de lucru pentru secțiile producătoare de țevi, care să folosească întreaga capacitate de producție existentă și să satisfacă la maximum cererea. Metodele bazate pe experiență, utilizate la Uzinele „Republica", au dus deseori la goluri în producție și în general la exploatarea nu întotdeauna rațională a capacităților de producție.

Examinînd această problemă s-a ajuns la concluzia că este o problemă de programare liniară în care obiectivul este realizarea unui metraj de țeavă maxim în condițiile asigurării:

— folosirii integrale a mașinilor;

— prelucrării întregii cantități de elos;

— acoperirii integrale a cererilor de țevi care nu depășesc 100 t pe an la fiecare dimensiune. S-a obținut astfel modelul matematic care duce la soluționarea problemei (stabilirea sortimentului de țevi trase la rece). Aplicarea soluției obținute poate duce la economii de circa 11 000 000 lei anual.

Un accent deosebit este pus pe examinarea metodelor de supraveghere și dirijare a proceselor de fabricație și de control al calității produselor. Pe lîngă metodele clasice se fundamentează o serie de metode noi, cum este metoda grupării, legată de condițiile concrete de producție din țara noastră. La elaborarea acestor metode s-a ținut seamă de legătura care trebuie să existe între precizia reală a utilajelor, pe de o parte, și de cele două tipuri de erori care se pot comite în procesul aplicării metodelor statistico-matematice, pe de altă parte. Acest mod de abordare a aplicării statisticii matematice este nou în literatura de specialitate („Metode noi de dirijare a procesului de fabricație aplicate în atelierele Fabricii de șuruburi Brașov"). De asemenea se remarcă noile metode prezentate în lucrările: „Asupra controlului statistic simultan pentru mai multe caracteristici de calitate", în care se recomandă o metodă de control bazată pe elipse și elipsoide de contur; „Metoda statistică pentru interpretarea măsurărilor controlului de serie al mașinilor electrice", în care se propune o metodă nouă mai precisă și cu mult mai rapidă, bazată pe controlul direct cu ajutorul zonelor de control construite cu nomograma în V elaborată de autor; în lucrarea „Determinarea caracteristicilor electrice și fotometrice ale lămpilor cu incandescență" se dă o metodă nouă de evaluare a duratei medii de ardere a lămpilor, bazată pe metoda celor mai mici pătrate, pe baza căreia durata se determină într-un timp scurt și cu multă precizie.

În acele ramuri de producție, în care caracteristicile tehnico-economice de calitate ale produselor depind de un număr mare de factori tehnologici, își găsește loc aplicarea metodei corelației. În lucrări din acest domeniu se arată modul cum se utilizează metoda corelației în vederea îmbunătățirii calității producției și a proceselor de fabricație.

În baza cercetării legăturilor de corelație se stabilesc limitele între care trebuie să varieze diverși factori astfel încît să se asigure o producție cu caracteristici tehnico-economice calitative cerute de beneficiari. Rezolvarea sistemului de ecuaţii la care duce studiul corelaţiei, cum şi a problemei de programare liniară care se poate formula implică un volum mare de calcule care în trecut au abătut preocupările de la aceste probleme. Astăzi însă, existenţa maşinilor electronice de calcul înlătură această dificultate. Metoda corelaţiei îşi găseşte un larg cîmp de aplicaţie în siderurgie (,,Cercetarea statistică a unor procese tehnologice din siderurgie"), în industria cimentului (,,Analiza corelaţiei dintre parametrii fizici, chimici, tehnologici şi parametrii economici ai produselor de azbociment").

În afară de aceste studii în volumul ,,Calculul economic" sînt analizate probleme de proiectări în construcţie: ,,Stabilirea unor metode analitice pentru proiectarea şantierelor navale"; ,,Determinarea indicilor tehnico-economici pentru proiectările din construcţia de maşini" sînt exemple de articole care ridică probleme noi proiectanţilor noştri, acelea ca nivelul tehnic al soluţiilor să fie armonizat cu cel economic.

Aplicaţiile cu privire la repartizarea teritorială a producţiei de materiale de construcţie, analiza corelaţiei în determinarea cotelor de cheltuieli indirecte în construcţie constituie probleme importante ale economiei.

Aplicaţiile în agricultură, în transporturi, investiţii şi circulaţia mărfurilor întregesc această valoroasă lucrare care se impune atenţiei uzinelor din industria constructoare de maşini.

Ca o lipsă a lucrării este legătura insuficientă pe care o face cu problemele de automatizare din industria constructoare de maşini, din industria chimică şi din agricultură.

De multe ori în faţa proiectanţilor noştri se pune problema alegerii soluţiei optime pentru automatizarea unui proces de fabricaţie care se poate efectua în mai multe moduri, folosind principii diferite. Alegerea soluţiei optime din punct de vedere economic este o problemă esenţială, la rezolvarea căreia este necesar a se apela la centrul de calcul economic de la Institutul de ştiinţe economice ,,V. I. Lenin".

Apariţia primului volum al lucrării ,,Calculul economic" marchează o nouă etapă a colaborării dintre cercetători şi oamenii de ştiinţă, pe de o parte, şi inginerii, tehnicienii din producţie şi din proiectări, pe de altă parte, în vederea îmbunătăţirii continue a calităţii produselor şi a obţinerii unor indici economici superiori.

Fără îndoială că lucrările următoare ale centrului de calcul al Institutului de ştiinţe economice vor contribui în continuare la îmbunătăţirea calităţii producţiei şi vor descoperi noi resurse în mărirea productivităţii diferitelor operaţii tehnologice.

Octavian F. Mangiurea

V. V. BURKOV. **Radiatoare de aluminiu pentru motoare de automobile şi tractoare** (Aliuminevîe radiatorî avtotraktornîh dvigatelei). Moscova-Leningrad, Maşinostroenie, 1964, 200 pag., 89 fig.

Lucrarea tratează construcţia şi tehnologia de fabricaţie a radiatoarelor de aluminiu în cadrul a şapte capitole.

Capitolul unu se referă la elementele procesului de lucru şi la calculul radiatoarelor. În primul rînd se prezintă noţiuni asupra transmiterii căldurii şi apoi se examinează curgerea aerului prin radiator. În legătură cu circulaţia apei, se elucidează influenţa unghiului de înclinare a radiatoarelor cu flux transversal, influenţa suprapresiunii etc. După metoda de comparare a suprafeţelor de răcire, se studiază distribuţia rezistenţelor în circuitul de răcire a automobilului. În final, se elaborează calculul radiatoarelor, cu includerea unei nomograme pentru determinarea transferului de căldură în radiator.

Capitolul doi se ocupă de construcţia radiatoarelor de aluminiu, un prim paragraf fiind consacrat caracteristicilor acestui material. În continuare, se descriu tipurile de radiatoare de aluminiu fabricate în diferite ţări, în conformitate cu cerinţele producţiei de masă şi cu variantele existente de suprafeţe de răcire. Menţionăm din cuprins radiatorale de tip tubular-lamelar, tubular cu nervuri, secţional etc. În capitol îşi are locul şi o comparaţie a eficienţei suprafeţelor de răcire; o altă problemă abordată este unificarea radiatoarelor.

În capitolul trei se trece la tehnologia de fabricaţie a radiatoarelor de aluminiu. Prezentarea unor scheme de proces tehnologic este urmată de analiza operaţiilor componente. Un paragraf special este rezervat unor procedee speciale, cum sînt rularea nervurilor pe tuburi şi încleierea cu materiale speciale, pentru care se dau caracteristicile fizico-mecanice, tehnologice şi economice.

Capitolul patru este dedicat protecţiei împotriva coroziunii. Procesul de coroziune a radiatoarelor de aluminiu sub acţiunea apei şi a agenţilor atmosferici este examinat în funcţie de condiţiile de exploatare, după care se enumeră pe scurt metodele cele mai frecvente de protecţie.

Obiectul capitolului cinci este constituit de încercările radiatoarelor de aluminiu. Cităm dintre acestea încercarea în tunel aerodinamic, încercarea circuitului hidraulic, încercări termice în cadrul sistemului de răcire a motorului, încercarea la coroziune. În legătură cu încercările de banc şi de cale se descrie aparatura de măsură.

Particularităţile exploatării şi reparării radiatoarelor de aluminiu sînt tratate pe scurt în capitolul şase. În capitolul şapte se prezintă un calcul estimativ al eficienţei tehnico-economice a introducerii radiatoarelor de aluminiu în producţia sovietică.

Lucrarea cuprinde materiale interesante privind radiatoarele de aluminiu, a căror utilizare pe scară tot mai largă constituie o caracteristică a producţiei moderne de motoare cu ardere internă. Ca urmare, lucrarea este utilă inginerilor şi tehnicienilor care lucrează în sectoarele de proiectare, fabricaţie şi exploatare a acestor maşini.

G. Zătreanu

Revista Revistelor

Engine Design and Applications, vol. I, nr. 1, octombrie 1964. — *Noutăți tehnologice*: Tehnica auto la expoziția din Earls Court. Motor în 2 timpi cu pistoane opuse, policarburant, de 700 CP (Leyland); — Filtrarea apei brute de răcire; — Evitarea scăpărilor la injectoare; — Un nou tip de diferențial; — Date asupra unor motoare Paxman, Perkins, Villiers J. A. P.; — Turbine de gaze pentru aviație; — Utilaje de producție; — Aparataje pentru încercări; — Producția motoarelor Vauxhall Viva; — Conformabilitatea în construcția arborilor cotiți; — Vinciuri reversibile; — Motoare Diesel noi în V din clasa 3000 CP (W. H. Allen); — Comanda mașinilor de prelucrat pămîntul; — Răcitoare cu aer; — Funcționarea în paralel a alternatoarelor (R. W. T. Coleman); — Piese și accesorii; — Turbine cu gaze de aviație subsonice (I) (prof. R. W. Stuart Mitchell); — Un nou motor Standard pentru aplicații de tracțiune, industrială și navală. **Vol. I, nr. 2, noiembrie 1964.** *Noutăți tehnologice*: Motorul Rolls-Royce F B-60 cu benzină; — Aparataje pentru încercări; — Turbine cu gaze de aviație subsonice (II) (prof. R. W. Stuart Mitchell); — Motoare Hatz în Anglia; — Date asupra unor motoare Ford, International, A. E. C., Petter, B.M.C.; — Cercetarea în domeniul cuzineților de alunecare (Glacier); — Organizarea standardizării în R.F.G. (dr. P. Spamer); — Date asupra exponatelor din diferite expoziții; — Un motor Diesel compact, cu supape laterale, 6 CP la 3000 rot/min (Ruston); — Uzină electrică și de apă; — Utilaje pentru producție. **Vol. I, nr. 2, decembrie 1964.** *Noutăți tehnologice*: Metode de confecționare a roților dințate pentru motoare Diesel; — Noi compresoare cu rulouri pentru drumuri; — Mașini rapide pentru finisatul pavajelor; — Analiza uleiurilor de motoare prin spectrometrie; — Asigurarea controlului optim al răcirii radiatorului; — Fluxurile locale ridicate de căldură — principalul obstacol în dezvoltarea motoarelor Diesel; — Turbina cu gaze Ford 705 pentru tracțiunea rutieră grea; — Echipamente pentru încercări; — Monorai pentru transportul în mine; — Utilaje de producție; — Turbine cu gaze de aviație subsonice (III) (prof. R. W. Stuart Mitchell); — Datele unor motoare Vauxhall, Bedford, R. N.; — Patru tractoare noi Ford.

Traktorî i selhozmașinî, nr. 1/1965: *Trepenenkov, I. I.* și *Teitelbaum, Z. I.* — Tractoarele anului 1965; *Cerniavskii, I. S.* — Creșterea capacității de încărcare a transmisiei tractoarelor cu șenile din clasa 3 t; *Lîșevskii, A. S.* — Calculul termic al nervurilor cilindrilor motoarelor răcite cu aer; *Gohfeld, D. A.*, *Kononov, N. M.* și *Suhov, E. I.* — Studiul vibrațiilor paletelor de turbină ale turbocompresorului T K R-11; *Pogocbekov, M. I.* — Influența sistemului de suspensie asupra metodei de determinare a randamentului de tracțiune al tractorului; *Sergheev, M. P.* și *Bespalov, V. G.* — Metodă de modelare în cadrul încercărilor filtrelor centrifuge de ulei; *Rumianțev, E. K.* — Sistemul hidraulic al șasiului autopropulsat SȘ-75; — Încercarea labelor directoare ale cultivatoarelor în Kazahstan; *Koreșkov, V. I.*, *Gulin, M. A.* și *Kuzmenko, V. V.* — Studiul rezistenței plugurilor suspendate cu destinație generală; *Afonin, E. D.* — Studiul noii construcții de brăzdar pentru plug; *Visoțkii, A. A.* — Noi dispozitive integratoare pentru determinarea proprietăților fizico-mecanice ale terenurilor; *Mjelskii, N. I.* — Alegerea parametrilor geometrici ai pompelor de vid ale instalațiilor de muls; *Peniazev, O. A.* — Analiza preciziei de fabricație a arcurilor cilindrice de răsucire; *Melnik, D. K.* — Despre durabilitatea rădăcinilor de sfeclă de zahăr în procesul de încărcare; *Zvolinskii, N. P.* — Noi cultivatoare prășitoare; *Piskozub, Z. I.* — Dispozitive pentru introducerea apelor amoniacale în sol; *Vladimirov, O. A.*, *Lobko, N. I.* și *Șaanov, A. J.* — Contor înregistrator de gabarit redus pentru motoare de tractor; *Karpelevici, V. D.* și *Voronin, V. A.* — Distribuitor hidraulic pentru mașini agricole; *Lihnițkii, G. V.*, *Pikman, A. R.*, *Jebokrițkii, Iu. A. și Beizerman, Ia. M.* — Creșterea rezistenței la uzură și a proprietăților anticorosive ale segmenților de piston; *Homiak, B. V.* — Bucșe de retezare din aliaje dure pentru automate de refulare la rece; *Ponomarev, O. P.* — Pompe de combustibil de tip sertar; *Andreeva, E. N.* — Unele particularități constructive ale aparaturii de alimentare cu combustibil, fabricate de firma Bosch; *Lușnikov, F. N.* și *Iasnov, A. A.* — Tractoare cu șenile cu destinații industriale, de la Expoziția internațională de mașini de construcții și de transport de la Moscova. **Nr. 2/1965:** *Izotov, A. E.* — Producția de tractoare în anul 1965; *Soșnikov, A. A.*, *Levitanus, A. D.* și *Kușnir, M. P.* — Rezultatele încercărilor tractorului remorcher cu roți T-125; *Gavrilov, A. K.* și *Zenzin, Iu. A.* — Studiul elementelor circuitului de aer ale motorului D-37 M cu integrator EGDA; *Kugheli, R. V.*, *Antonov, A. P.* și *Sidorov, N. A.* — Uzura pieselor părții mobile a tractoarelor cu șenile în diferite condiții de sol; *Karako, I. P.* — Influența unor parametri ai mecanismului bielă-manivelă asupra uzurii lagărelor de bielă; *Malov, R. V.* și *Voronin, V. G.* — Neutralizarea gazelor de evacuare ale motorului de tractor DT-20; *Lozovoi, V. J.* — Noua tehnică de mașini agricole în anul 1965; *Betin, S. G.* — Unele probleme ale dezvoltării construcțiilor de încărcătoare universale pentru mașini agricole; *Buianov, A. I.* — Metoda de determinarea regimurilor cinematice optime ale dispozitivelor de strîngere ale aparatelor de curățare a știuleților; *Morozov, P. A.* — Studiul stabilității mișcării rectilinii a șasiului autopropulsat T-16 cu mașini remorcate la funcționarea la viteze mari; *Grinkov, Iu. V.*, *Martîșkin, A. E.*, *Dekomili, L. E.* și *Alekseev, L. I.* — Studiul vibrațiilor combinei SK-4; *Zanșițîn, V. E.*, *Vinogradov, A. S.*, *Pogrebițkii, P. D.*, *Minkovșkii, V. F.* și *Kiselef, N. P.* — Încărcător suspendat pentru nutreț PSN-1; *Șefter. Ia. I.* — Utilizarea transmisiei pneumatice la agregatele de pompă de vînt; *Morin, I. V.* — Elicoid înclinat ca suprafață de transport; *Fișman, Ia. N.* — Studiul unor probleme ale tehnologiei în flux de uscare a semințelor; *Kocenenko, D. V.* — Cultivator de grădină cu rază de acțiune mare KSS-5B; *Allahverdiev, T. B.*, *Zaharian. M. R.*, *Orlov, I. S.* și *Toghiev, T. S.* — Mașini pentru îndepărtarea scamei și sortarea gogoșilor de mătase; *Stișkovskii, A. A.* — Agregat pentru pregătirea nutrețurilor combinate APK-10; *Beziazîcrnîi, V. F.* — Precizia de greutate a turnării și factorii care o influențează; *Kantor, M. M.* și *Serpik, N. M.* — Alegerea oțelului și a tratamentului termic al pieselor tractoarelor care lucrează în regiunile nordice; *Lușnikov, F. N.*, *Iasnov, A. A.* și *Popovțev, V. A.* — Tractoare cu roți cu destinație industrială de la Expoziția internațională de mașini de construcții și de transport de la Moscova; *Xaritonov, B. K.* — Mașini agricole la expoziția „A 15-a aniversare a R.D.G.”

Stanki i instrument, nr. 1/1965: *Fraghin, I. E.* — Honuirea cămășilor de cilindru ale motoarelor de tractor cu piatră de diamant sintetic și natural; *Sokolov, S. P.* — Honuirea orificiilor pieselor de aliaje de aluminiu; *Lavina, Z. M.* — Calculul deformațiilor de contact ale ghidajelor; *Ostrovskii, V. I.* — Influența metodelor de prelucrare asupra rigidității ghidajelor; *Bazrov, B. M.* — Creșterea preciziei de formă a pieselor strunjite; *Vragov, Iu. D.* și *Gondin, Iu. N.* — Studiul randamentului transmisiilor mașinilor rapide de frezat; *Protusevici, R. M.* și *Reșetov, D. N.* — Rezistența la flexiune a dinților pinioanelor mașinilor-unelte; *Papșev, D. D.* — Formarea microprofilului prin rulare; *Șraibman, S. M.* — Creșterea preciziei de execuție a broșării nuturilor de pană ale roților dințate; *Draciuc, A. V.* — Parametrii constructivi ai broșelor pentru prelucrarea canelurilor elicoidale; *Matalin, A. A.* — Strunjirea de finisare cu cuțite cu plăcuțe poliedrice de material mineraloceramic Ț M-332; *Tartakovskii, I. K.* — Cinematica cuplajelor cu articulații spațiale; *Ruzin, E. V.* — Aproximarea sistemelor de coordonate rectangulare și polare; *Krimmer, T. E.* și *Barîșev*, V. S. — Scule pentru mașini de alezat de înaltă precizie; *Dzanașvili, G. F.* și *Harcevnikov, N. E.* — Ascuțirea cu diamant a scobiturilor pentru îndepărtarea șpanului; *Brontvain, L. R.* și *Kardaș, A. A.* — Turnarea suporților de cuțit în forme cu răcire rapidă; *Budnikov, V. E.* — Utilizarea aliajelor brichetate la lipirea plăcuțelor de cuțit; *Rodina, A. A.* — Șablon pentru controlul muchiilor.

Die Technik, nr. 1/1965: *Meier, R.* — Considerații asupra direcției de cercetar şi dezvoltare; *Weichardt.* — Determinarea exactă a mărimilor de măsură, condiţie a reglajului optim; *Scheel, W. S.* — Echipament pentru laboratoare optice; *Fischer, H.* — Dezvoltarea construcţiei de instrumente de măsuri fizice; *Kelm, H.* — Mecanisme cibernetice de reglaj şi sistemul ideilor ştiinţifice; *Kulka, H.* — Rezultate noi în cercetările asupra psihologiei muncii în R.D.G.; *Sippel, A.* — Utilizarea zincării prin difuziune; *Reinhold, E.* — Apariţia şi prevenirea sarcinilor electrostatice periculoase în timpul umplerii rezervoarelor; *Ohme, G.* — Fabricarea şi utilizarea diamantelor artificiale; — Introducerea tehnicii cinematografice de 70 mm în R.D.G.; *Dietz, G.* — Problemele construcţiei de maşini de ambalat şi aspectele lor economice. **Nr. 2/1965:** *Otto, E.* — Cerinţele industriei chimice în ceea ce priveşte construcţiile de maşini şi industria construcţiilor; *Siewert, G.* — Instalaţii şi procedee chimice noi; *Koch, H.* — Stadiul actual şi dezvoltarea instalaţiilor şi dispozitivelor pentru tehnica nucleară; *Kleinert.* — Compresor cu piston fără ungere; *Sippel, A.* — Utilizarea zincării prin difuziune (partea a II-a); *Klitzsch, F.* — Probleme economice ale automatizării proceselor de fabricaţie industrială; *Wilhelm, H.* — Studiul tehnicii reglării, la şcoala superioară „Otto von Guericke" din Magdeburg; *Kelm, H.* — Mecanisme cibernetice de reglaj şi sistemul ideilor ştiinţifice (partea a II-a); *Kortum, H.* — Asupra teoriei generale privind transportul ca bază elementară a tehnicii automatizării; *Bahn, R.* — Utilizarea materialelor rezistente la temperaturi înalte şi la uzură în industria constructoare de maşini şi metalurgică; *Rickert, A.* — Deformarea tablelor cu ajutorul explozivelor; *Schulze, H. D.* — Funcţiunile şi rolul actual al comitetelor de experţi.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 1/1965: *Känel, S.* — Planificarea aplicării instalaţiei electronice de prelucrare a datelor cu ajutorul sistemului PERT; *Morgenthal, J.* — Preţ de cost raţional al producţiei atelierelor prin realizarea loturilor optime; *Zeidler, H.* şi *Wilhelm, G.* — Elaborarea indicilor aproximativi şi a instrucţiunilor provizorii în domeniul reparaţiilor planificate; *Heinrich, G.* — Determinarea gradului de dezvoltare a echipamentului tehnic în întreprinderea Scharfenstein; *Liebscher, U.* — Determinarea caracteristicilor statistice ale seriilor de măsurări; *Müller, J.* — Studiul influenţei producţiei prin copiere a camelor asupra comportării dinamice a mecanismelor cu came; *Zapf, H.* şi *Hesse, S.* — Dispozitiv pentru frezare prin copiere; *Jacobs, H. J.* — Unghiul nominal şi efectiv de tăiere la tarozi cu canal axial pentru şpan; *Bieber, M.* şi *Lehnert, D.* — Prelucrarea simultană a cinci nuturi, dispuse pe trei axe diferite; *Ungelenk, E.* — Un nou tip de prindere a sculei la maşinile de frezat; *Pursche, G.* — Influenţa amestecului abraziv asupra economicităţii lepuirii plane; *Frobin, R.* — Caracteristicile prelucrării prin presiune; *Pflaume, E.* — Cercetări în domeniul execuţiei discurilor prin refulare; *Eisenholb, F.* şi *Riehle, M.* — Influenţa unor metode de nitrurare asupra limitei de curgere a oţelurilor nealiate şi slabaliate; *Weissgerber, H.* şi *Hofmann, D.* — Rezistenţa la coroziune a pieselor cianurate; *Seifert, W.* — Domeniile tehnice şi economice de aplicare a diferitelor metode de călire superficială; *Gittel, V.* — Călirea directă, o metodă economică. **Nr. 2/1965:** *Tittel, G.* — Problemele principale şi direcţiile de dezvoltare a producţiei de forjă în R.D.G. pînă în anul 1970; *König, D.* şi *Sattler, R.* — Cercetări în domeniul diametrelor optime ale prelucrării preliminare pentru rularea filtrelor metrice I.S.O.; *Neubauer, A.* — Repartiţia temperaturilor în zona de deformare în cursul procesului de prelucrare la rece prin presiune; *Schimpf, H.* şi *Gebauer, E.* — Dispozitive pentru realizarea avansului longitudinal al materialelor în formă de bară; *Bialecki, H.* — Utilizarea tăierii cu gaze în secţiile de forjă; *Rudolph, H.* — Materiale pentru armarea matriţelor şi tratamentul lor termic; *Weiss, E.* — Echipamente hidraulice de ştanţare şi nituire; *Melzer, W.* — Protecţia muncii la maşinile de ştanţat; *Hofmann, E.* — Determinarea forţei de presare şi a capacităţii de lucru la ştanţarea şi perforarea pe prese cu excentric; *Helmecke, W.* — Prelucrarea ghidajelor şi suprafeţelor de alunecare; *Greiner, D.* — Calculul eficienţei economice a sculelor; *Hörmann, R.* — Timpul de coroziune al aliajelor de aluminiu şi evitarea sa prin acoperiri cu preparate speciale de ceară; *Tischler, M.* — Electroforeza, metodă modernă economică de aplicarea vopselelor; *Matthies, W.* — Influenţa planificării sarcinilor asupra determinării mijloacelor critice; *Stange, K.* — Calculul planurilor economice de încercări; *Bürkner, H.* — Calculul economicităţii utilizării dispozitivelor; *Richter, M.* şi *Ueckert, W.* — Problemele pregătirii fabricaţiei centralizate; *Uhlendorf, W.* şi *Albrecht, E.* — Utilizarea parametrilor tehnico-economici la compararea produselor şi la analiza valorică; *Zobel, H. J.* — Al noulea colocviu în problema controlului statistic al calităţii; *Wünsch, R.* — Şerardizarea, metodă de tratament termic al suprafeţelor; *Heiner, J.* — Repararea carterului cutiilor de viteze.

Der Maschinenbau, nr. 1/1965: *Rose, D.* — Construcţia de maşini în R.D.G. în faţa unor probleme noi şi importante; *Fischer, H.* — Strung automat de înaltă productivitate cu comandă program; *Drosta, G.* — Studiul amplificatoarelor hidraulice pentru momente de răsucire; *Malsch, H.* — Conducte pentru ulei sub presiune din policloruri de vinil pentru instalaţii centrale de ungere în construcţia de maşini; — Maşini de rectificat din Polonia; *Klaus, R.* — Echipament hidraulic şi pneumatic pentru ulei la expoziţia din Hannovra, 1964 (partea a II-a); — Consfătuire asupra maşinilor-unelte de precizie a Institutului de maşini-unelte al şcolii superioare tehnice din Karl-Marx-Stadt; *Stejkal, B.* — Principiile şi importanţa standardizării în prelucrarea prin presiune (partea a II-a); *Schade, H.* şi *Gläser, A.* — Fabricarea discurilor de supapă şi a segmenţilor de piston din miramid; *Kruppe.* — Studiul proceselor de muncă — obligaţie şi mijloc auxiliar; *Schlicker, G.* — Utilizarea echipamentelor pneumatice în mecanizare şi automatizare (continuare).

Der Maschinenbau, nr. 2/1965: *Kunze, G.* — Munca ştiinţifică şi creatoare; *Lorenz, L.* — Maşini-unelte cu comandă program; *Immel, H.* — Maşini speciale de înaltă productivitate construite pe baza unificării pieselor; *Colectiv de autori* — Strung revolver automat cu cap vertical tip DRSF 40 a cu comandă program pneumohidraulică ;*Drosta, G.* — Cercetări asupra amplificatoarelor hidraulice de moment de răsucire; *Keller, K.* — Asupra problemei pregătirii tehnologice a lucrărilor de control în construcţia de maşini; *Schlicker, G.* — Utilizarea echipamentelor pneumatice în mecanizare şi automatizare (continuare). **Maschinenbautechnik, nr. 1/1965:** *Mark, F.* — 1965 — an de realizare a planurilor de perspectivă; *Schott, G.* — Formule de acumulare a defecţiunilor pentru încercări polistadiale la sarcini pulsatorii; *Ullmann, K.* — Încercarea barelor la diferite sarcini cu ajutorul modelelor de cauciuc; *Hagedorn, H.* — Dezvoltarea şi aplicarea tuburilor ultrasonice Pohlman; *Oehler, G.* — Recepţia şi precizia de încercare a preselor hidraulice; *Behr, K. A.* şi *Gärtner, G.* — Determinarea comportării berbecului presei rapide continue de 500 t cu acumulator hidraulic; *Szentkuti, K.* — Metode de instalare a maşinilor-unelte; *Huhn, E.* — Dependenţa dintre unghiul de transmisie şi dimensiunile mecanismelor cu came; *Ristow, J.* şi *Heinrich, W.* — Aplicaţiile transformatoarelor la măsurarea vitezelor unghiulare variabile; *Bock, A.* — Standardizarea în domeniul mecanismelor de transmitere; *Kirchhof, M.* şi *Hülher, B.* — Consfătuirea „Tehnica mecanismelor de transmitere" Karl-Marx-Stadt, 1965; Supliment „Tehnica mecanismelor de transmitere".

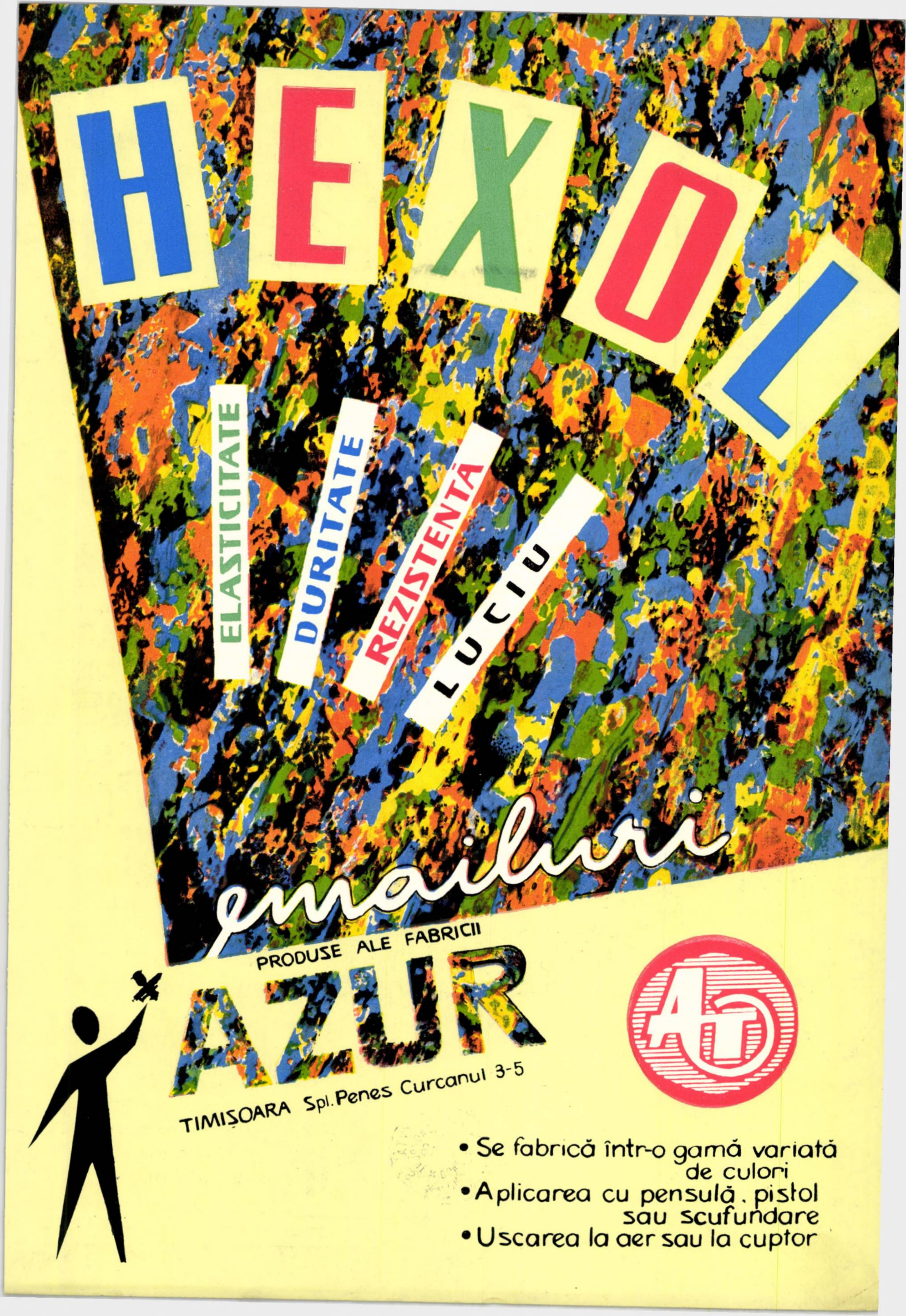
L'industrie lourde techécoslovaque, nr. 2/1965: *Blazek, F.* — Proiectul unei uzine de construcţii de cazane şi armături de înaltă presiune la Tiruchirappalli — India; *Eckstein, J.* şi *Kraft, K.* — Instalaţii de aer condiţionat ale turnătoriei de fontă cenuşie a uzinei Tos Celakovice; *Zymak, V.* şi *Reichl, J.* — Presă hidraulică Skoda pentru extrudarea oţelului; *Blazek, O.* — Maşină de găurit şi alezat orificii adînci Skoda VHR 1 600; *Krsiak, I.* — Noua maşină de frezat cu comandă program Tos FNK50; *Cuma, M.* — Echipamente pneumatice pentru mecanizare şi automatizare; *Anscherlik, A.* — Noi analizoare chimice automate; *Kokeisl, M.* — Măsurarea forţelor care iau naştere la laminarea metalelor.

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I. C. M.

ÎNTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

Redați circuitului economic deșeurile de metale și metalele vechi, intensificînd predarea lor către Întreprinderea pentru colectarea metalelor.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983



HEXOL

ELASTICITATE

DURITATE

REZISTENȚĂ

LUCIU

emailuri

PRODUSE ALE FABRICII

AZUR

TIMIȘOARA Spl. Penes Curcanul 3-5

- Se fabrică într-o gamă variată de culori
- Aplicarea cu pensulă, pistol sau scufundare
- Uscarea la aer sau la cuptor

MARCĂ UZINA Vulcan BUCUREŞTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43

E 3279

REFERÁLVA

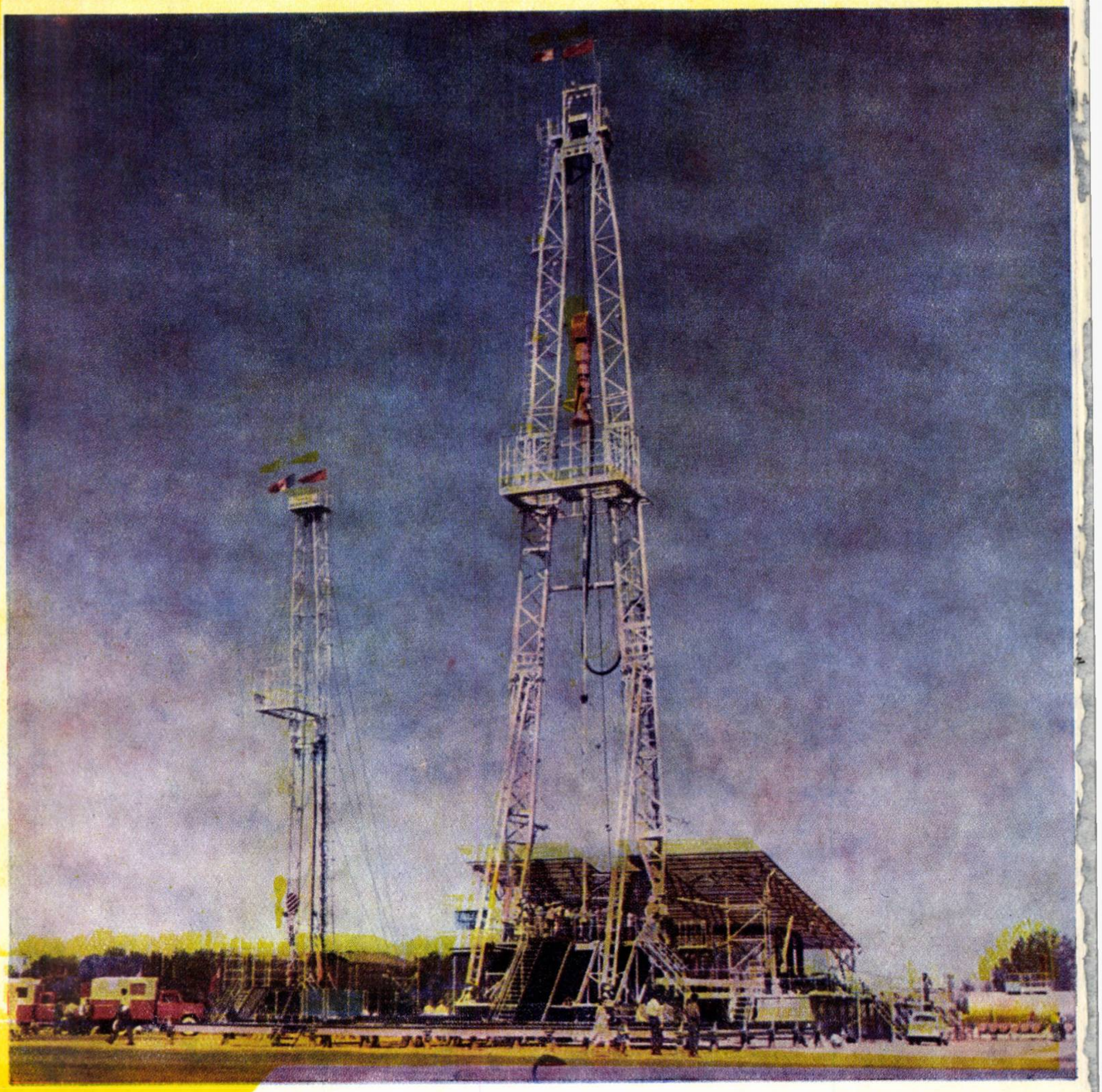
R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6-7

BUCUREȘTI • ANUL XVII • Nr. 6—7 • IUNIE—IULIE 1965

UZINA 1 MAI PLOIEȘTI



execută:

- ★ Instalații de foraj transportabile T 50—A, T 50—B
- ★ Instalații de foraj 2DH—75 A, 4LD—150 D, 3DH—200 A, 4DH—315
- ★ Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- ★ Agregate de cimentare AC—400MI
- ★ Instalații de prevenire cu acționare manuală și hidraulică 8", 12" și 16"
- ★ Turbine de foraj simple și secționale
- ★ Sape cu role
- ★ Carotiere seria CI

Uzina

UNIVERSAL-650

TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

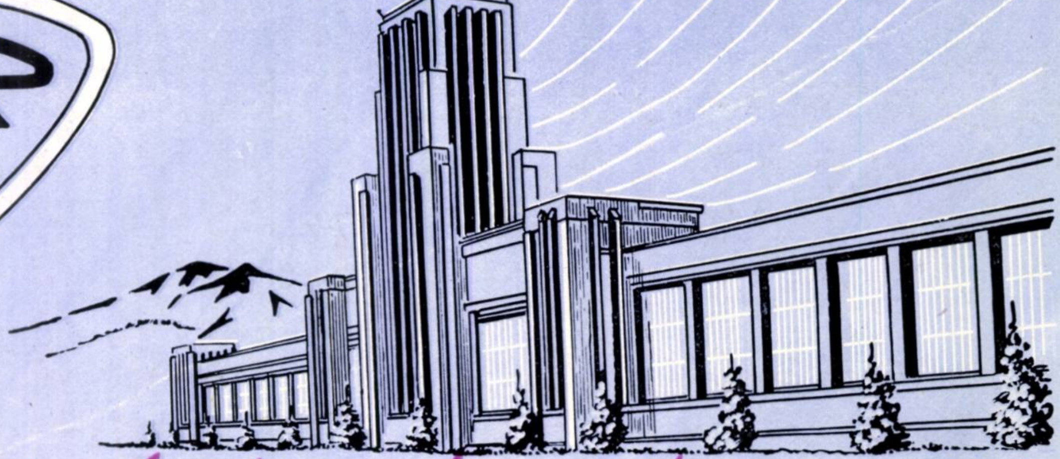
TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

SR



Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - strada Poienelor Nr. 5 * Telefon 63-10

HABERMANN 65

carpați

bucegi

E 3279

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

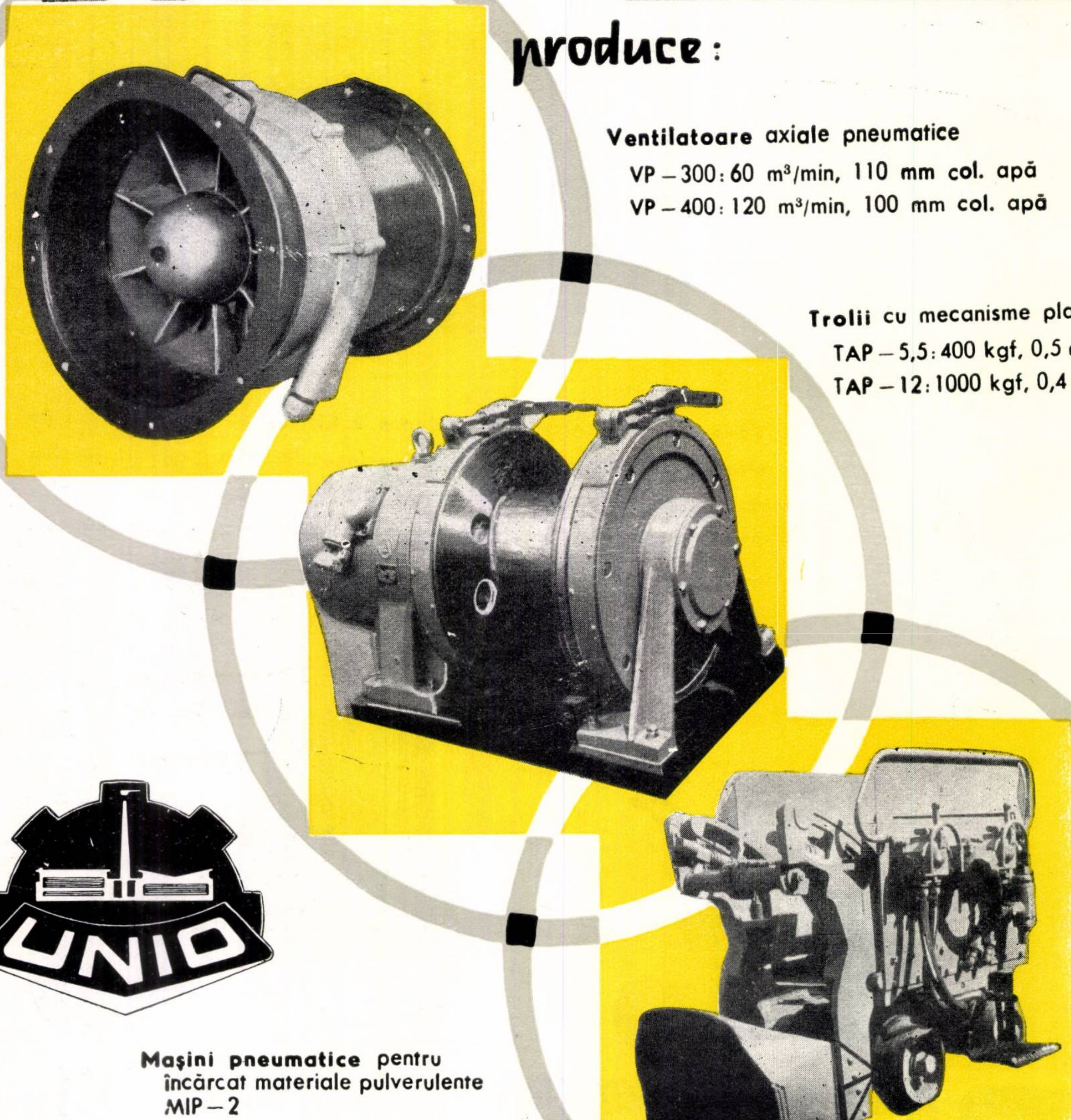
Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată

PROGRESUL

BRĂILA

UZINA UNIO SATU MARE

produce:



Ventilatoare axiale pneumatice
VP – 300: 60 m³/min, 110 mm col. apă
VP – 400: 120 m³/min, 100 mm col. apă

Trolii cu mecanisme planetare
TAP – 5,5: 400 kgf, 0,5 m/s
TAP – 12: 1000 kgf, 0,4 m/s

UNIO

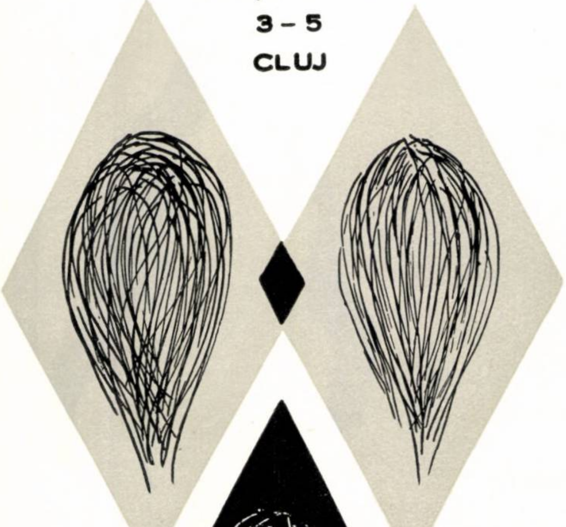
Maşini pneumatice pentru încărcat materiale pulverulente MIP – 2

debit de încărcare 10 – 16 m³/h,

presiunea aerului de alimentare 3,5 – 6 kgf/cm²

UZINA unirea

PIAȚA 1 MAI
3 - 5
CLUJ



MAȘINA DE FILAT LÎNĂ PIEPTĂNATĂ

Tip FLP

Mașina este destinată filării firelor de lînă pieptănată în gama tex 50—16 (Nm 20—60).

Mașina se construiește pentru 84—468 fuse, rația fiind de 12 fuse.

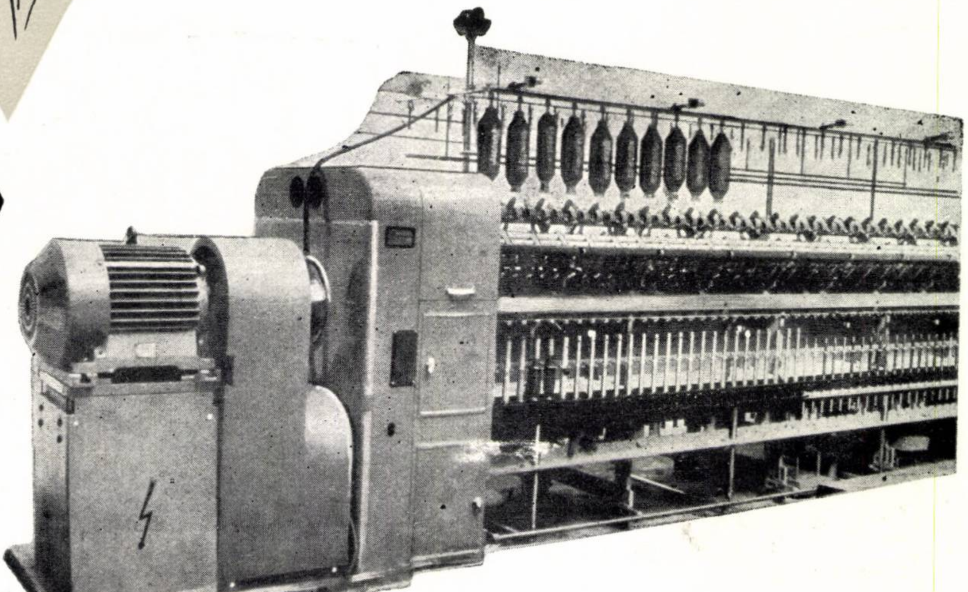
Fuse R11-7,8 cu turația maximă de 10 000 rot/min, realizînd un cops cu lungimea de 240—245 mm.

Inele cu autoungere de Ø 51.

Rastel cu alimentare simplă cu semitort de la flyer și dispozitiv de suspendare a bobinelor.

Trenul de laminare pînă la 21,2.

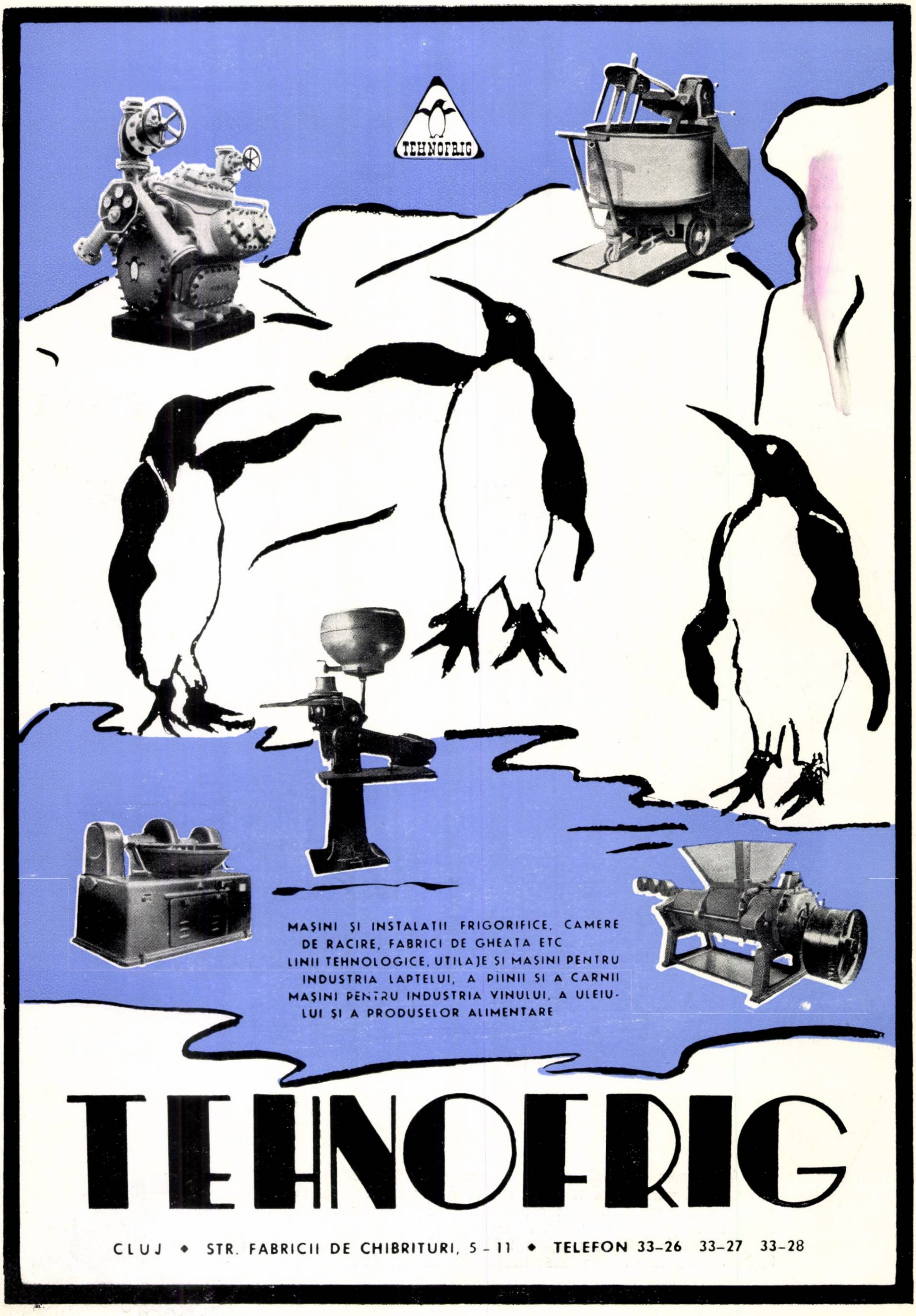
Torsiunea S și Z în gama de 149—1 099 răsuciri/m.



Antrenarea mașinii printr-un motor electric de turație constantă și variator mecanic cu raport de transmitere de 3 : 1, compus din două perechi de roți conice și o curea trapezoidală lată cu dinți interiori. Presiunea se realizează printr-un resort.

Gabarit de 1 095 mm lățime, 2 065 mm înălțime și lungimea în funcție de numărul de fuse ; lungimea fixă este de 2 435 mm.

unirea

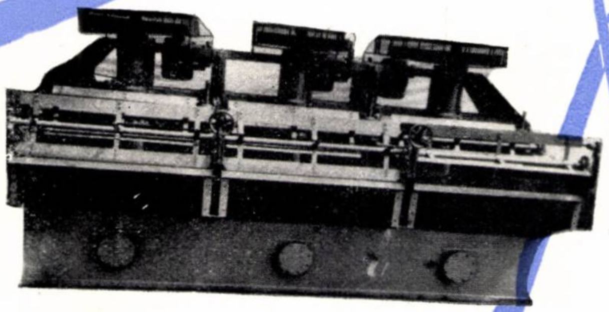


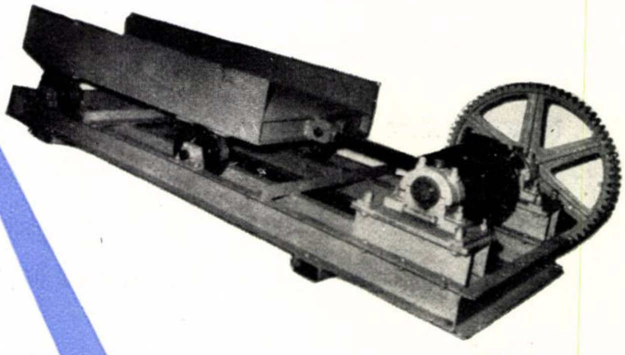
MAȘINI ȘI INSTALAȚII FRIGORIFICE, CAMERE DE RACIRE, FABRICI DE GHEATA ETC
LINII TEHNOLOGICE, UTILAJE ȘI MAȘINI PENTRU INDUSTRIA LAPTELUI, A PIINII ȘI A CARNII
MAȘINI PENTRU INDUSTRIA VINULUI, A ULEIULUI ȘI A PRODUSELOR ALIMENTARE

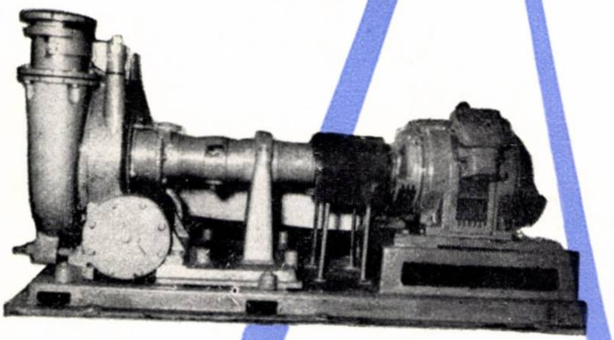
TEHNOFRIG

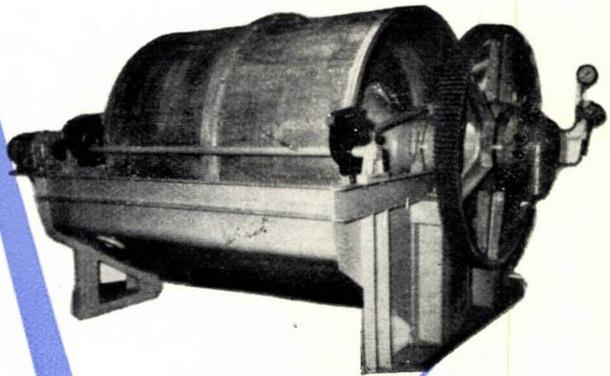
CLUJ ◆ STR. FABRICII DE CHIBRITURI, 5 – 11 ◆ **TELEFON 33–26 33–27 33–28**

UMMUM
BAIA-MARE









Produce:

CELULE DE FLOTARE ●
AGITATOARE ● ÎNGROŞĂTOARE
● POMPE DE TULBUREALĂ ŞI ANTI-
ACIDE DE MINĂ ● FILTRE DE VID
● CLASOARE SPIRALE ŞI CU GREBLĂ ●
COLIVII DE EXTRACŢIE ● ALIMENTATOARE
DIFERITE ● CIURURI VIBRATOARE ● VAGONETE
DE FUNICULAR ETC.

UMMUM
BAIA-MARE

UZINA DE CONSTRUCTII DE MAŞINI RESIŢA

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

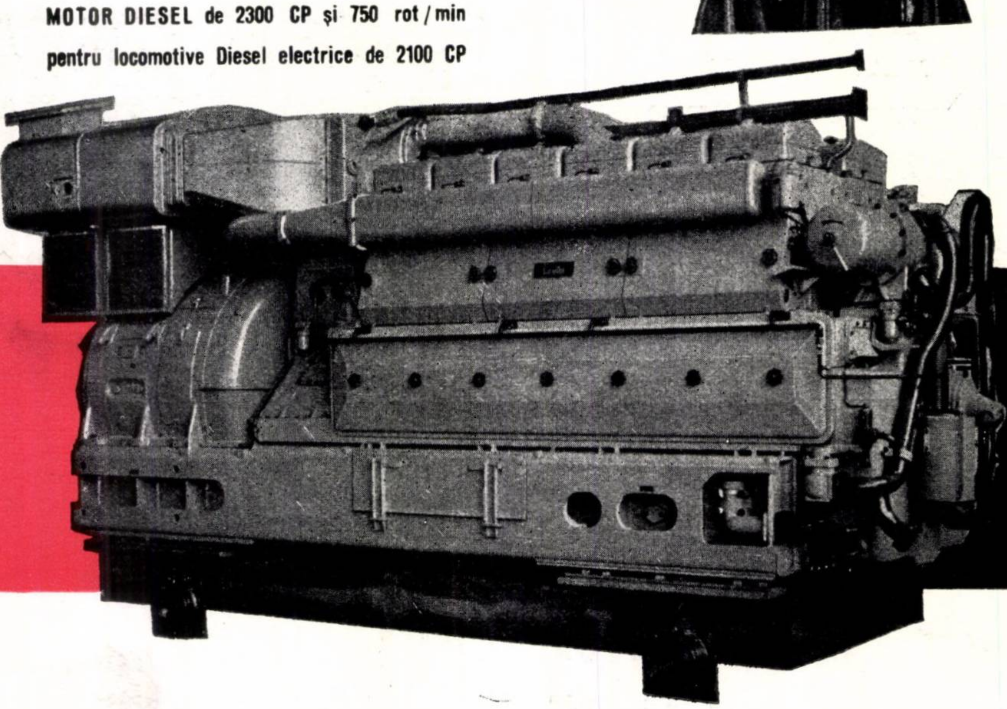
MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

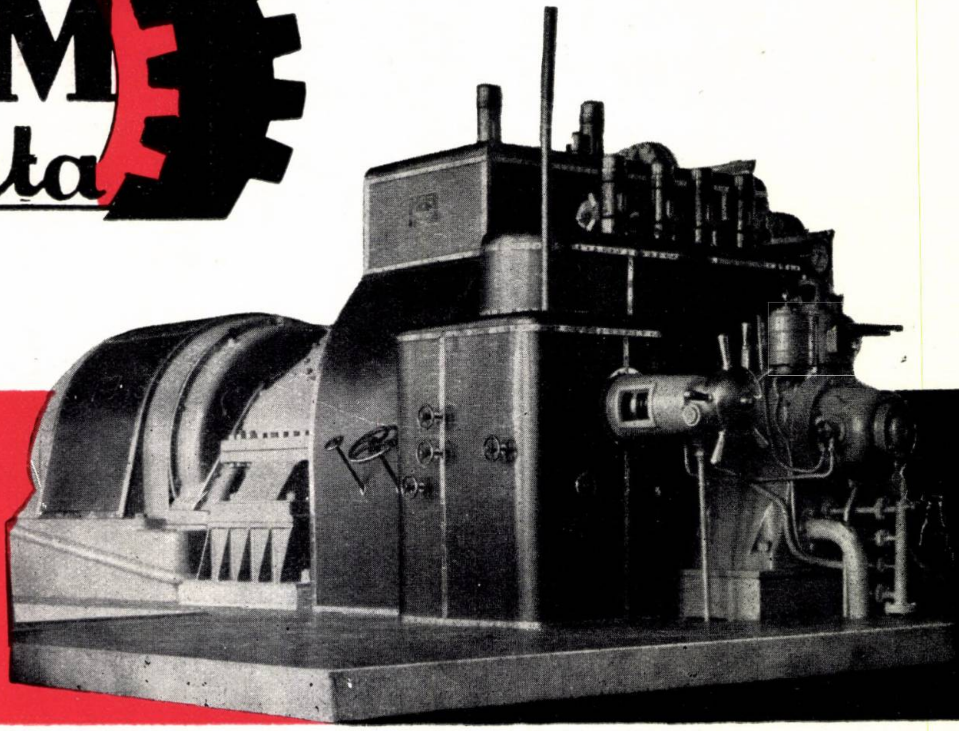
TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm³/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm³/h — 2,8 ata;
140 000 Nm³/h — 3,5 ata.

TURBINE HIDRAULICE

MOTOR DIESEL de 2300 CP şi 750 rot/min
pentru locomotive Diesel electrice de 2100 CP

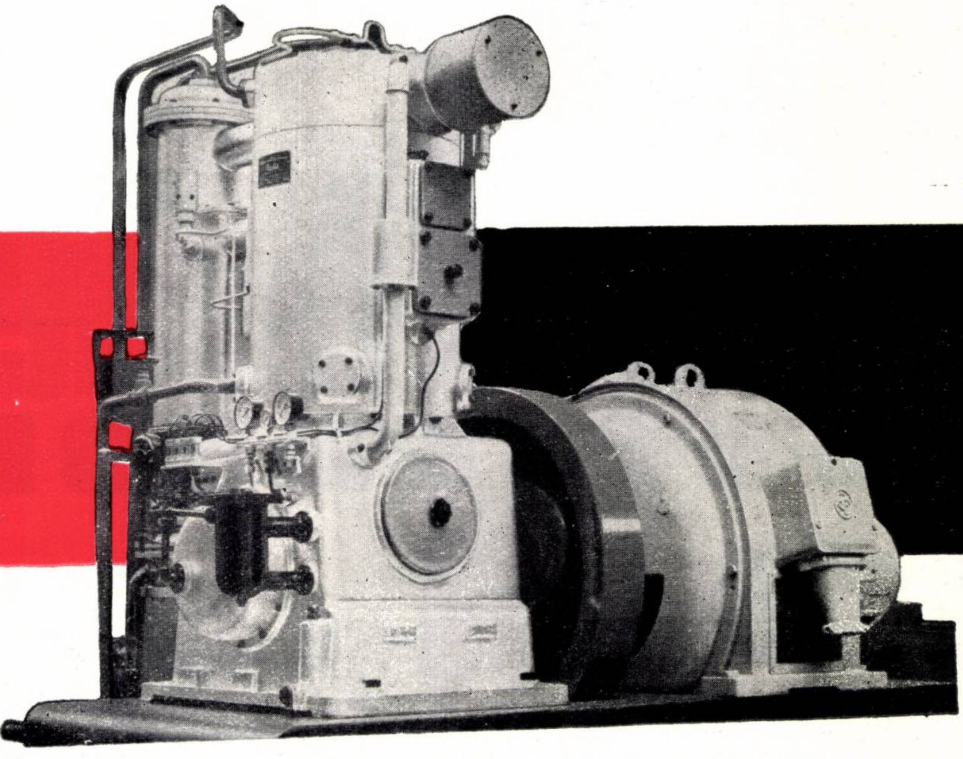


UCM
Resita



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW

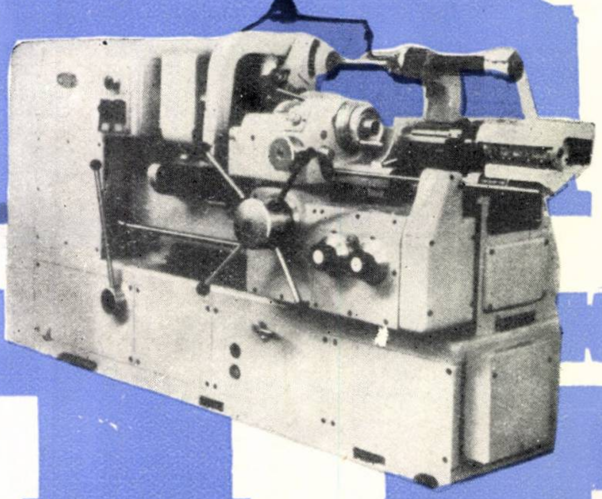
- cu condensaţie
- cu priză
- cu contrapresiune

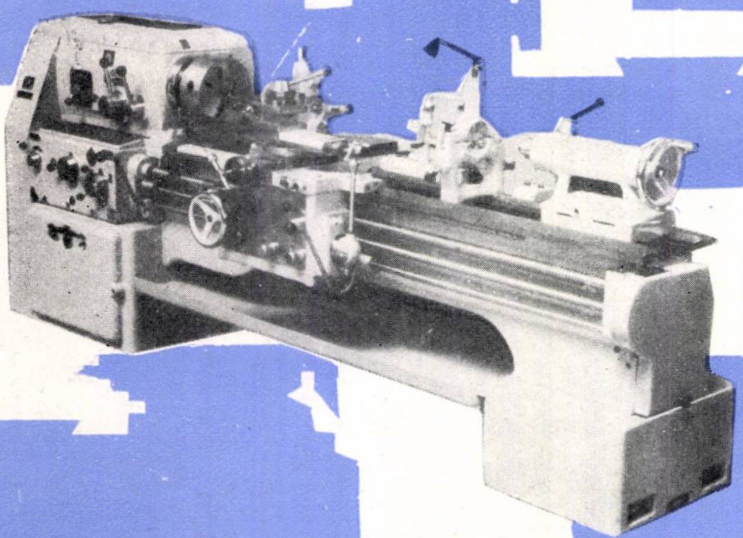


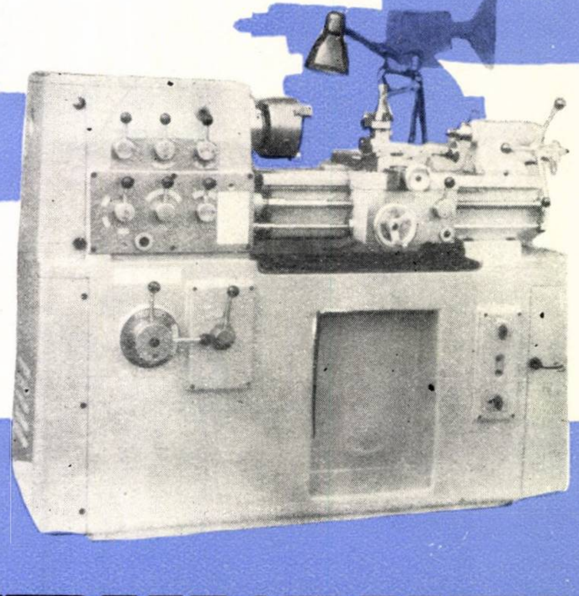
COMPRESOARE DE AER

- 1 V — 15/7
- 2 V — 30/7
- 3 V — 45/7

UZINA
DE STRUNGURI
ARAD







UZINA DE STRUNGURI
ARAD

produce:

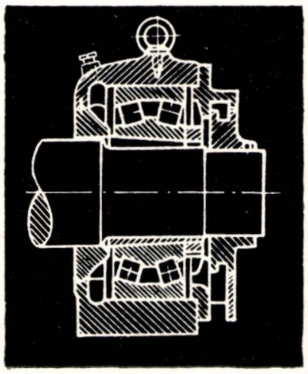
- **Strunguri normale: SN—250, SN—320, SN—400, SN—630 și SN—800** cu: diametrul maxim de prelucrare 250, 320, 400, 630 şi 800 mm; distanţa între vîrfuri 500. 750, 750—1000—1500, 2000 şi 3000 mm; turaţia: 63—2800, 31,5—1600. 12—1500. 12—1050 şi 12—1050; puterea 2.2. 3, 5.5 7.5. 11 18 şi 11 18 kW
- **Strunguri revolver: SRO — 25, SRV — 25, SRO — 40 și SRV — 40** cu: diametrul maxim al barei 25 şi 40 mm: turaţia 112—2800, 112—2800, 56—2800 şi 45—2240 rot/min; puterea 3 şi 7,5 kW.

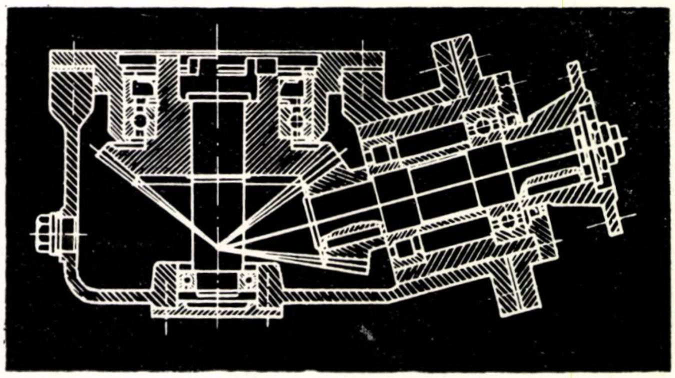
FABRICA de RULMENŢI BÎRLAD

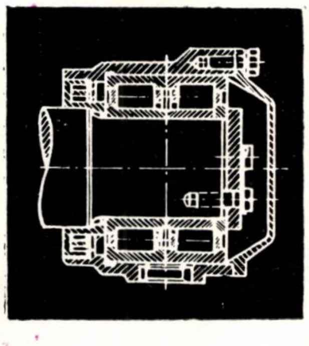
Livrează:

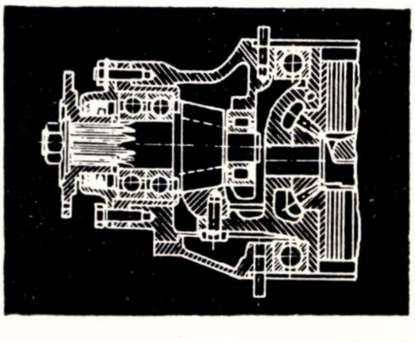
ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

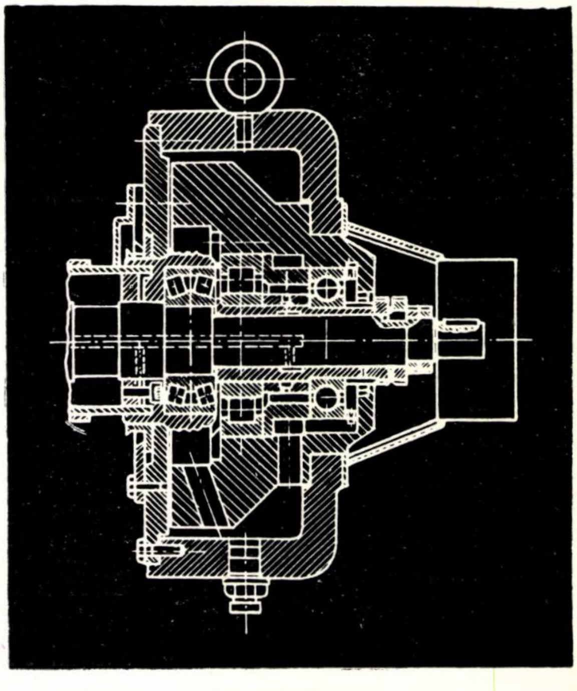
rulmenţi de diferite forme constructive şi de dimensiuni tipizate.

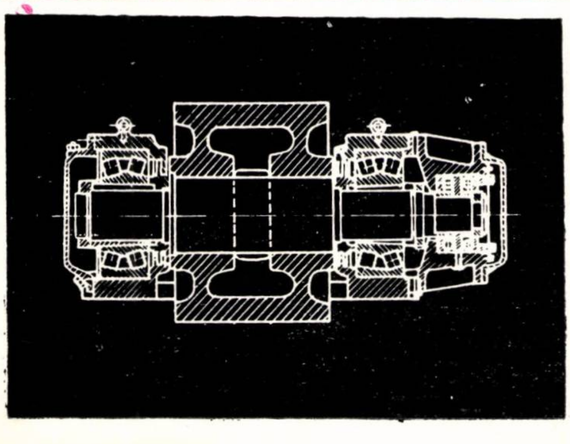


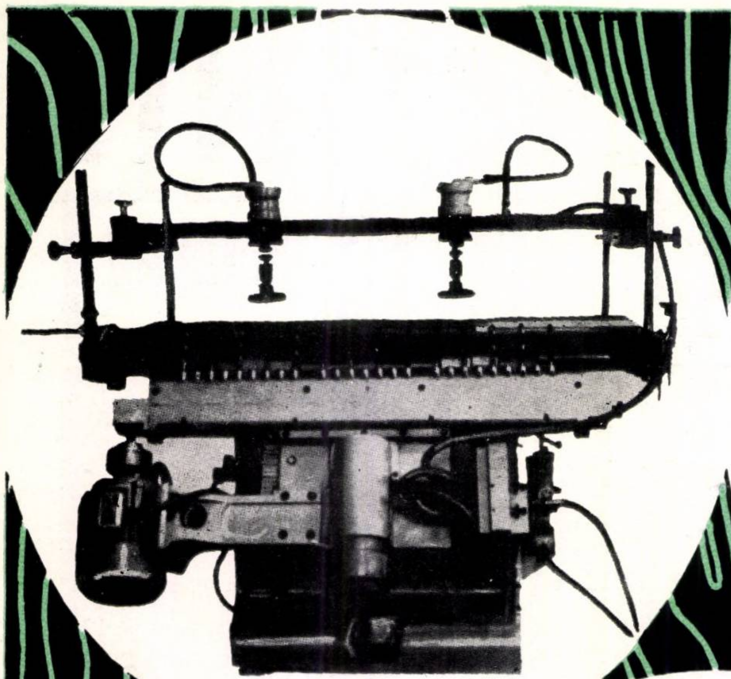


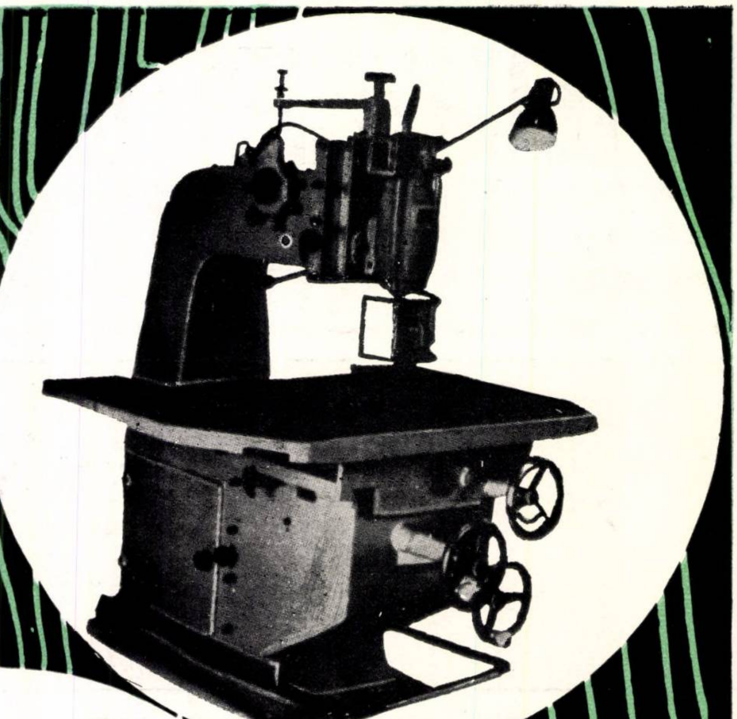


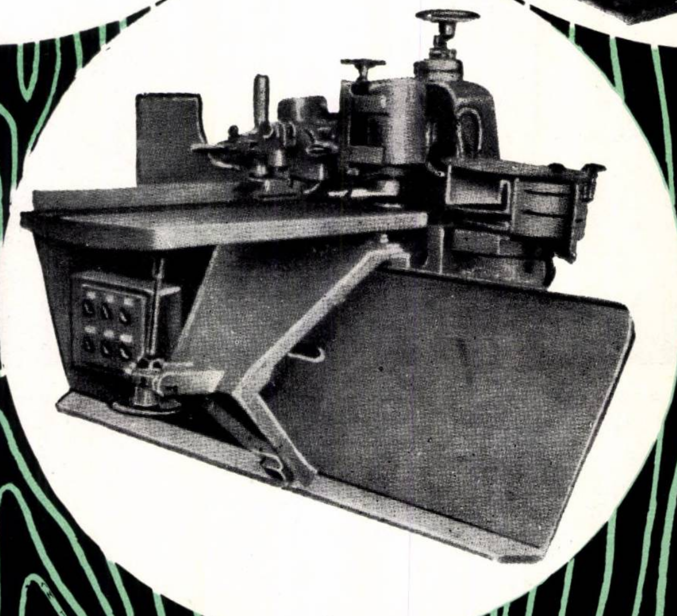












Întreprinderea mecanică ROMAN

ROMAN

Produce:

- — Mașini de găurit și scobit orizontal — GSO
- — Mașini normale de frezat — MNF
- — Mașini de rindeluit la grosime — MRG-8
- — Mașini de aplicat adezivi — MAA-13
- — Mașini de cepuit și scobit — MCS
- — Mașini de găurit multiplu pentru cepuri rotunde — GCR
- — Mașini de șlefuit canturi profilate — SCP
- — Mașini de șlefuit cu 2 și 3 cilindri — MSC-2, MSC-3
- — Circulare universale manuale — CUM-3
- — Ferăstraie panglică pentru mobilă — FP-8
- — Mașini de șlefuit cu bandă orizontală — SBO

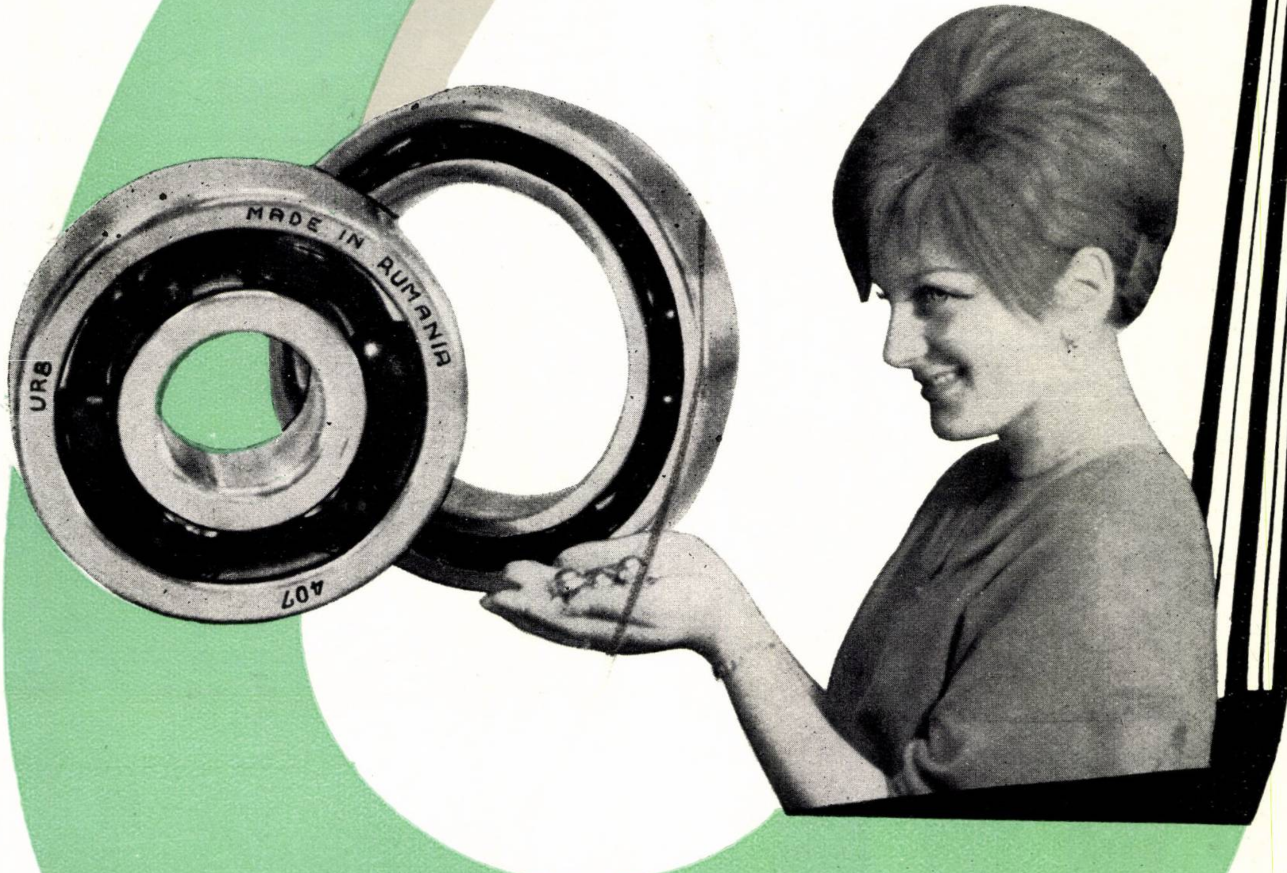
Rețineți

URB

PRODUCE LA NIVELUL TEHNICII MONDIALE:

- RULMENȚI RADIALI CU BILE
- RULMENȚI CU ROLE CONICE
- RULMENȚI CU ACE
- RULMENȚI CU ACE PENTRU CARDAN
- RULMENȚI CU ROLE CILINDRICE PE DOUĂ RÎNDURI
- BILE
- ROLE ACE

PENTRU TOATE RAMURILE INDUSTRIALE



UZINA RULMENTUL BRAȘOV

STR. PODULUI Nr. 2 ● TELEF.: 6641
TELEX 012245

UZINELE 23 AUGUST

LOCOMOTIVE DIESEL MECANICE de 120 CP, ecartament normal 1435 mm, pentru manevră şi tracţiune garnituri de mic tonaj pe linii secundare cu suprastructură slabă.

VAGOANE CISTERNĂ de 60 m³ pentru produse petroliere.

VAGOANE SIDERURGICE de 11 şi 16 m³ pentru transportul zgurei fluide.

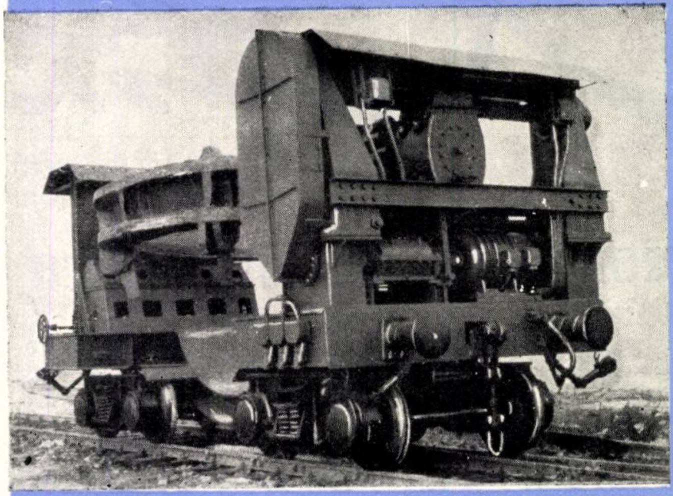
MOTOARE DIESEL de 350 CP (M 583 S) şi 700 CP (M 581 S) pentru foraj şi tracţiune feroviară.

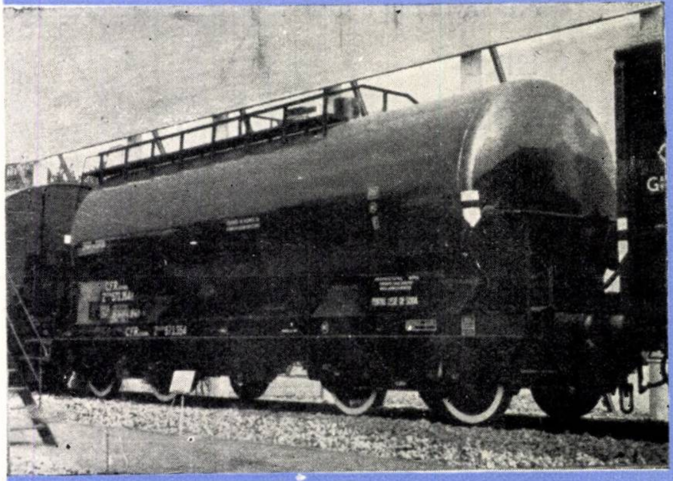
PRESE HIDRAULICE cu 6 etaje pentru mobilă.

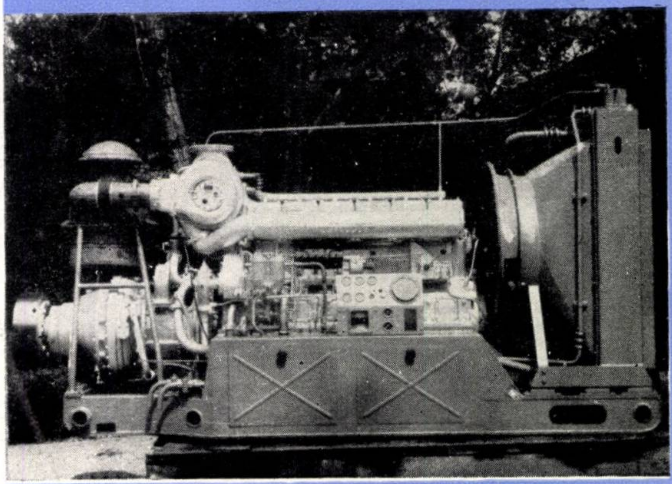
MATRIŢE pentru vulcanizat anvelope.

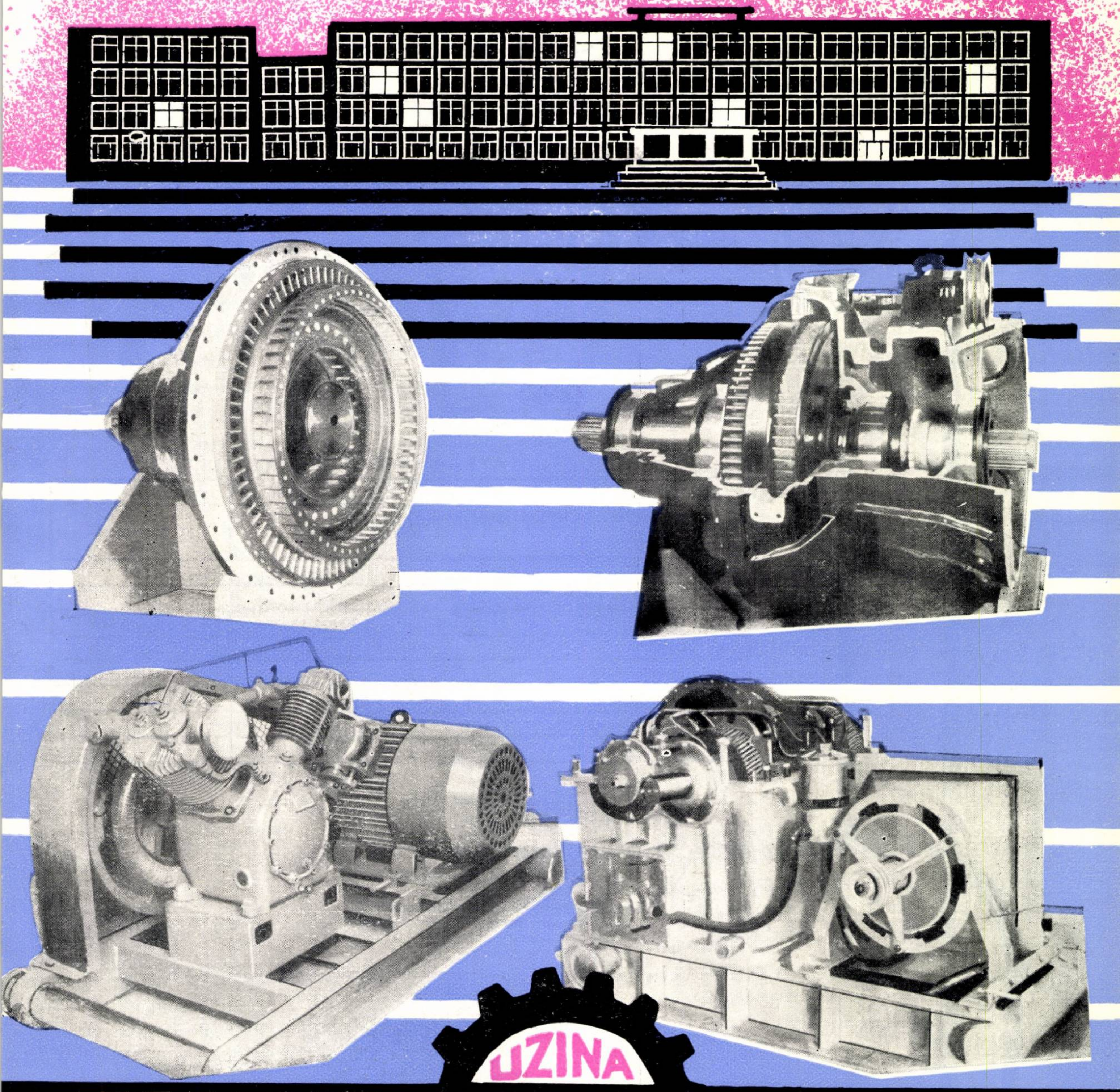
OŢELURI RAPIDE pentru scule.

MORI DE CIMENT de 3×14 m pentru măcinarea fină a pastei şi a clincherului.









UZINA HIDROMECANICA BRASOV

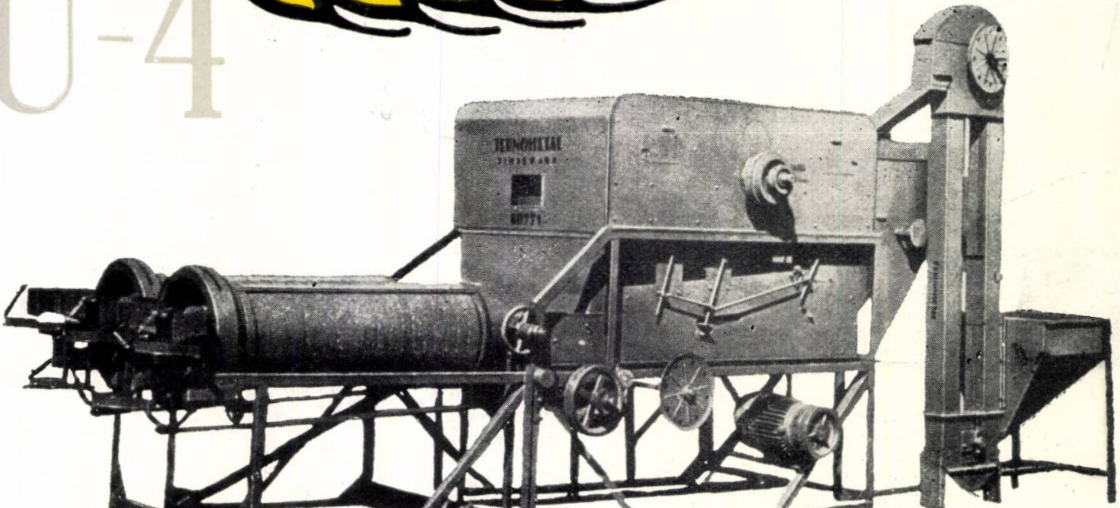
Produce: — CONVERTIZOARE HIDRAULICE de cuplu de 175 — 700 CP pentru instalații de foraj
— FRINE HIDRAULICE cu diametrul rotorului de 15 — 60″
— TURBOAMBREIAJE HIDRAULICE de 350 CP
— PREVENITOARE DE ERUPȚIE cu acționare manuală de 6 și 8″ la 210 kgf/cm^2
— INSTALAȚII DE COMANDĂ HIDRAULICE pentru prevenitoare de erupție hidraulice
— COMPRESOR DE AER, 1 m^3/min și 12 kgf/cm^2
— PENE CU ACȚIONARE PNEUMATICĂ
— DIFERITE UTILAJE PENTRU PROSPECȚIUNI GEOLOGICE
— DISPOZITIVE PENTRU REGLAREA TURBINELOR DE APĂ

SELECTOR UNIVERSAL

PRODUCTIVITATEA PENTRU DIFERITE CULTURI

Nr. crt.	Felul semințelor	Productivitatea, kg/h	
		produse pentru însămînțări	produse-marfă
1	Grîu	2 000	4 500
2	Secară	1 500	3 200
3	Orz	1 300 — 1 600	3 000 — 3 600
4	Ovăz	1 200	2 700
5	In	700	1 200
6	Trifoliene	500	1 000
7	Floarea-soarelui	1 000	—
8	Semințe de sfeclă	900	—

SU-4



Uzina **TEHNOMETAL**

TIMIȘOARA • STR. GLORIEI, 11 • TELEFON 37 — 06

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN R.P.R.
ANUL XVII, IUNIE – IULIE 1965, Nr. 6–7

CUPRINS

Nădăşan, Şt.: Sudura în Republica Populară Română în anul 1964. 293
* * * Comisia de sudură a Academiei R.P.R. 294
Moga, Al.: Unele aspecte ale preocupărilor din domeniul sudării în R.P.R. 297
Grumăzescu, M. şi Bernath, Al.: Controlul nedistructiv cu ultrasunete aplicat în R.P.R. 301
Slătineanu, R.: Stadiul actual al standardizării încercărilor de metale în R.P.R. 305
Micloşi, V.: Alegerea şi controlul oţelurilor pentru construcţii din punctul de vedere al sudabilităţii. 310
Rudniţki, B. şi Ionescu, P.: Executarea rezervoarelor cilindrice verticale sudate din oţel şi a altor vase tehnologice agabaritice din industria chimică şi petrolieră prin metoda înfăşurării. 316
Caracostea, A.: Dezvoltarea construcţiei podurilor metalice sudate în R.P.R. 325
Lupescu, I., Maior, Gh., Costin, I. şi Berinde, V.: Realizări privind aplicarea procedeului de sudare în baie de zgură la uzinele „23 August" Bucureşti. 332
Şarlău, C. şi Radu, D.: Calculul şi execuţia îmbinărilor sudate la construcţiile din ţevi. 340
Nădăşan, Şt. şi Safta, V.: Contribuţii la determinarea lucrului mecanic specific de rupere la încercarea de tracţiune statică. 345
Buzdugan, Gh,, Segal, H., Blumenfeld, M., Petre, A., Cosac, V., Dumitrescu, E. şi Mincă, I.: Studii experimentale de tensometrie şi vibraţii asupra unor grinzi rulante suspendate. 352
Raţiu, M. şi Prexl, R.: Introducerea reglementării ciclului de încercare la determinarea durităţii Rockwell. 357
Ioviţiu, E.: Contribuţii la studiul corelaţiei dintre rezilienţa determinată pe epruvete normale şi microepruvete. 364
Popovici, Vl., Băltănoiu, M. şi Şontea, S.: Structura şi rezilienţa materialului în zonele învecinate la diferite variante de prelucrare a rosturilor pentru sudare la un profil tip greu. 370
Forje, A., Lucinescu, D. şi Iorgulescu, Gr.: Criterii de admisibilitate a defectelor de sudură pe baza controlului cu ultrasunete la instalaţiile centralelor electrice. 376
Sălăgean, T., Boarnă, C. şi Ivancenco, A.: Cercetări asupra comportării dinamice a transformatoarelor de sudură. 381
Popovici, Vl., Grosu, Şt. şi Drăgănescu, O.: Instalaţie pentru sudarea electrică cu arc cu mai multe posturi, la frecvenţă mărită. 385
Ionescu, P. şi Petrişor, A.: Consideraţii asupra sudării cuprului cu electrod de wolfram, în mediu de argon. 391
Million, A. şi Surgeanu, I.: Determinarea conţinutului de hidrogen în metalul depus cu electrozi de sudură. 395
Contor, M.: Placarea prin încărcare cu cupru a butucilor pentru hidroagregate. 404
Both, D., Negoiţescu, St. şi Moldovan, T.: Contribuţii la nituirea prin sudare în mediu de argon, folosind electrod de wolfram. 408
Sălăgean, T., Selmereanu, H. şi Moga, S.: Comportarea la sudare a şinelor cu conţinut ridicat de carbon. 413
Greavu, N.: Utilizarea pulberilor metalice elaborate de I.C.E.M.-Bucureşti, la tăierea oţelurilor inoxidabile refractare şi a fontelor. 416
RECENZII 422

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei R.P.R., şi conf. ing. M. Soare.
Redactor: ing. E. Petrescu.

CZ 621.791 (498) ,,1964"

Nădăşan, Şt.: **Sudura în Republica Populară Română în anul 1964.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 293

CZ 621.791 : 061.12.043 (498)

* * * : **Comisia de sudură a Academiei R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 294–296

CZ 621.791 (498)

Moga, Al.: **Unele aspecte ale preocupărilor din domeniul sudării în R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965) nr. 6–7, p. 297–301

CZ 620.179.18 :621.791

Grumăzescu, M. şi *Bernath, Al*: **Controlul nedistructiv cu ultrasunete aplicat în R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 301–305

CZ 620.17 :389.6 :621.791 (498)

Slătineanu, R.: **Stadiul actual al standardizării încercărilor de metale în R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 305–310

CZ 669.14.018.62 :669.14.018.29

Micloşi, V.: **Alegerea şi controlul oţelurilor pentru construcţii din punctul de vedere al sudabilităţii.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 310–315

CZ 624.953 :66 :665,5 :621.791

Rudniţki, B. şi *Ionescu, P.*: **Executarea rezervoarelor cilindrice verticale sudate din oţel şi a altor vase tehnologice agabaritice din industria chimică şi petrolieră prin metoda înfăşurării.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 316–324

CZ 624.21.014.25 (498)

Caracostea, A.: **Dezvoltarea construcţiei podurilor metalice sudate în R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 325–332

CZ 621.595 :621.791 (498)

Lupescu, I. Maior, Gh., Costin, I. şi *Berinde, V.*: **Realizări privind aplicarea procedeului de sudare în baie de zgură la uzinele ,,23 August" Bucureşti.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 332–339

CZ 624.014.27.043 :624.014.25

Şarlău, C. şi *Radu, D.*: **Calculul şi execuţia îmbinărilor sudate la construcţiile din ţevi.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 340–344

CZ 620.172,21 :621.791

Nădăşan, Şt. şi *Safta, V.*: **Contribuţii la determinarea lucrului mecanic specific de rupere la încercarea de tracţiune statică.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 345–352

CZ 621.86.078–78 :531,781.2 :621.791

Buzdugan, Gh., Segal, H., Blumenfeld, M., Petre, A., Cosac, V., Dumitrescu E. şi *Mincă, I.*: **Studii experimentale de tensometrie şi vibraţii asupra unor grinzi rulante suspendate.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 352–356

CZ 620.178.152.42 :621.791

Raţiu, M. şi *Prexl, R.*: **Introducerea reglementării ciclului de încercare la determinarea durităţii Rockwell.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 357–364

CZ 620.178.6 :621.791

Ioviţiu, E.: **Contribuţii la studiul corelaţiei dintre rezilienţa determinată pe epruvete normale şi microepruvete.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 364–370

CZ 621.791 :620.178.6 :669–421

Povovici, Vl., Băltănoiu, M. şi *Şontea, S.*: **Structura şi rezilienţa materialului în zonele învecinate la diferite variante de prelucrare a rosturilor pentru sudare la un profil tip greu.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 370–375

CZ 621.791.019 :620.179.16 :621.311

Forje, A., Lucinescu, D. şi *Iorgulescu, Gr.*: **Criterii de admisibilitate a defectelor de sudură pe baza controlului cu ultrasunete la instalaţiile centralelor electrice.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 376–380

CZ 621.791.7.03 :621.314.21

Sălăgean, T., Boarnă, C. şi *Ivancenco, A.*: **Cercetări asupra comportării dinamice a transformatoarelor de sudură.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 381–384

CZ 621.791.75.037

Popovici, Vl., Grosu, Şt. şi *Drăgănescu, O.*: **Instalaţie pentru sudarea electrică cu arc cu mai multe posturi, la frecvenţă mărită.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 385–390

CZ 621.791.856.3 :669.36

Ionescu, P. şi *Petrişor, A.*: **Consideraţii asupra sudării cuprului cu electrod de wolfram, în mediu de argon.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 391–395

CZ 621.791.753

Million, A. şi *Surgeanu, I.*: **Determinarea conţinutului de hidrogen în metalul depus cu electrozi de sudură.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 395–403

CZ 621.791.92 :669.36 :621.24–254.64

Contor, M.: **Placarea prin încărcare cu cupru a butucilor pentru hidroagregate.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 404–408

CZ 621.791.75.053.3 :621.884

Both, D., Negoiţescu, St. şi *Moldovan, T.*: **Contribuţii la nituirea prin sudare în mediu de argon cu electrod de wolfram.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 408–413

CZ 621.791.011 :669.14–424

Sălăgean, T., Selmereanu, H. şi *Moga, S.*: **Comportarea la sudare a şinelor cu conţinut ridicat de carbon.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 413–416

CZ 621.791.94.048 :669.14.018.8 :669.14.018.44 :669.13

Greavu, N.: **Utilizarea pulberilor metalice elaborate de I.C.E.M.-Bucureşti la tăierea oţelurilor inoxidabile refractare şi a fontelor.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6–7, p. 416–421

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. — Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu. Telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — cont 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 16. Tiparul:
Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25, Bucureşti. c. 1629
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

CD 621.791 (498) ,,1964"

Nădăşan, Şt. : **La technique du soudage dans la République Populaire Roumaine durant l'année 1964.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 293

CD 621.791 :061.12.043 (498)

x x x **La Commission de la soudure de l'Académie de la République Populaire Roumaine.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 294–296

CD 621.791 (498)

Moga, Al. : **Aspects de nos préoccupations dans le domaine du soudage.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 297–301

CD 620.179.18 :621.791

Grumăzescu, M. et *Bernath, Al.* : **Le contrôle non destructif à ultrasons en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 301–305

CD 620.17:389.6:621.791 (498)

Slătineanu, R. : **Etat actuel de la normalisation des essais de métaux en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 305–310

CD 669.14.018.62 :669.14.018.29

Micloşi, V. : **Le choix et le contrôle des aciers pour constructions, du point de vue de la soudabilité.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 310–315

CD 624.953 :66 :665.5 :621.791

Rudniţchi, B. et *Ionescu, P.* : **L'exécution par la méthode de l'enroulement des reservoirs cylindriques verticaux soudés, en acier, et des autres récipients sans gabarits utilisés dans l'industrie chimique et pétrolière.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 316–324

CD 624.21.014.25 (498)

Caracostea, A. : **Le développement de la construction des ponts métalliques soudés en Roumanie.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 325–332

CD 621.595 :621.791 (498)

Lupescu, I., Maior, G., Costin, I. et *Berinde, V.* : **Réalisations des usines ,,23 August" — Bucarest concernant le procédé du soudage en bain de laitier.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 332–339

CD 624.014.27.043 :624.014.25

Şarlău, C. et *Radu, D.* : **Le calcul et l'exécution des assemblages soudés pour constructions en tubes.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 340–344

CD 620.172.21 :621.791

Nădăşan, Şt. et *Safta, V.* : **Contributions à la détermination du travail mécanique spécifique de rupture durant l'essai de traction statique.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 345–352

CD 621.86.078–78 :531.781.2 :621.791

Buzdugan, Gh., Segal, H., Blumenfeld, M., Petre, A., Cosac. V., Dumitrescu, E. et *Mincă, I.* : **Etudes expérimentales sur l'extensométrie et les vibrations des poutres roulantes suspendues.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 352–356

CD 620.178.152.42 :621.791

Raţiu, M. et *Prexl, R.* : **L'introduction de la réglementation du cycle d'essai lors de la détermination de la dureté selon la méthode Rockwell.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 357–364

CD 620.178.6 :621.791

Ioviţiu, E. : **Contribution à l'étude de la corrélation entre la résilience déterminée sur éprouvettes normales et sur microéprouvettes.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 364–370

CD 621.791 :620.178.6 :669–421

Popovici, Vl., Băltănoiu, M. et *Şontea, S.* : **La structure et la résilience du matériau dans les zones marginales pour plusieurs variantes d'usinage des joints de soudage pour les gros profilés.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 370–375

CD 621.791.019 :620.179.16 :621.311

Forje, Al., Lucinescu, D. et *Iorgulescu, Gr.* : **Critères pour l'admissibilité des défauts de soudage sur la base du contrôle à ultrasons dans les installations des centrales électriques.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 376–380

CD 621.791.7.03 :621.314.21

Sălăgean, T., Boarnă, C. et *Ivancenco, Al* : **Recherches sur le comportement dynamique des transformateurs de soudage.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 381–384

CD 621.791.75.037

Popovici, Vl., Grosu, Şt. et *Drăgănescu, O.* : **Installation pour le soudage électrique à arc, à plusieurs postes et à fréquence augmentée.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 385–390

CD 621.791.856.3 :669.36

Ionescu, P. et *Petrişor, A.* : **Considérations sur le soudage du cuivre en utilisant l'électrode de wolfram, dans une atmosphère d'argon.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 391–395

CD 621.791.753

Million, A. et *Surgeanu, I.* : **La détermination de la teneur en hydrogène du métal déposé à l'aide des électrodes de soudage.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 395–403

CD 621.791.92 :669.36 :621.24–254.64

Contor, M. : **Le placage par chargement à cuivre des moyeux pour hydroagrégats.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 404–408

CD 621.791.75.053.3 :621.884

Both, D., Negoiţescu, St. et *Moldovan, T.* : **Contributions à l'étude du rivetage par soudage en atmosphère d'argon et en utilisant l'électrode de wolfram.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 408–413

CD 621.791.011 :669.14–424

Sălăgean, T., Selmereanu, H. et *Moga, S.* : **Le comportement au soudage des rails ayant une haute teneur en carbone.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 413–416

CD 621.791.94.048 :669.14.018.8 :669.14.018.44 :669.13

Greavu, N. : **L'utilisation des poudres métalliques élaborées par l'Institut roumain de recherches métallurgiques de Bucarest, à la coupe des aciers inoxydables réfractaires et des fontes.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 6–7, p. 416–421

ДК 621.791 (498) „1964”

Нэдэшан, Шт.: **Сварка в Румынской Народной Республике в 1964 году.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 293

ДК 621.791 :061.12.043 (498)

* * * **Комиссия по сварке Академии РНР.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 294 – 296

ДК 621.791 (498)

Мога, А.: **Некоторые аспекты вопросов сварки в Румынии.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 297 – 301

ДК 620.179.18 :621.791

Грумэзеску, М. и *Бернат, А.*: **Применение ультразвукового недеструктивного контроля в Румынии.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 301 – 305

ДК 620.17 :389.6 :621.791 (498)

Слэтиняну, Р.: **Современное положение стандартизации испытаний металлов в Румынии.**

Constructia de Maşini 17(1965), nr. 6 – 7, стр. 305 – 310

ДК 669.14.018.62 :669.14.018.29

Миклоши, В.: **Выбор и контроль строительных сталей с точки зрения свариваемости.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 310 – 315

ДК 624.953 :66 :665.5 :621.791

Рудиницкий, Б. и Ионеску, П.: **Изготовление стальных вертикальных цилиндрических сварных резервуаров, а также других негабаритных технологических сосудов для химической и нефтяной промышленности методом навивки.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 316 – 324

ДК 624.21.014.25 (498)

Каракостя, А.: **Развитие сооружения сварных металлических мостов в Румынии.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7. стр. 325 – 332

ДК 621.595 :621.791 (498)

Лупеску, И., Майор Г., Костин, И. и *Беринде, В.*: **Достижения в области применения способа сварки в шлаковой ванне на заводе им. 23 Августа, Бухарест.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 332 – 339

ДК 624.014.27.043 :624.014.25

Шарлэу, К. и *Раду, Д.*: **Расчет и изготовление сварных соединений на трубчатых конструкциях.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 340 – 344

ДК 620.172.21 :621.791

Нэдэшан, Ш. и *Сафта, В.*: **К вопросу определения удельной механической работы на разрыв при испытании на статическое растяжение.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 345 – 352

ДК 621.86.078 – 78 :531.781.2 :621.791

Буздуган, Г., Сегал, Х., Блуменфельд, М., Петре, А., Косак, В., Думитреску, Е. и *Минкэ, И.*: **Экспериментальные тензометрические и вибрационные исследования висячих балок качения.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 352 – 356

ДК 620 178,152.42 :621.791

Рациу, М. и *Прексль, Р.*: **Внедрение регламентирования цикла испытаний при определении твердости по Роквеллю.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 357 – 364

ДК 620.178.6 :621.791

Иовициу, Е.: **К вопросу взаимосвязи между вязкостью определяемой на нормальных образцах и микрообразцах.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 364 – 370

ДК 621.791 :620.178.6 :669 – 421

Попович, В., Бэлтэною, М. и *Шонтя, С.*: **Структура и вязкость материала в соседних зонах при различных вариантах обработыки сварных швов на профиле тяжелого типа.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, срт. 370 – 375

ДК 621.791.019 :620.179.16 :621.311

Форже, А, Лучинеску, Б. и *Иоргулеску, Г.*: **Критерии допустимости сварных дефектов на основании ультразвукового контроля на установках электрических станций.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 376 – 380

ДК 621.791.7.03 :621.314.21

Сэлэджан, Т., Боарнэ, К и *Иванченко, А.*: **Исследование динамического поведения сварных трансформаторов.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 381 – 384

ДК 621.791.75.037

Попович, В., Гросу, Ш. и *Дрэгэнеску, О.*: **Установка электродуговой многоточечной сварки при повышенной частоте.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 385 – 390

ДК 621.791.856.3 :669.36

Ионеску, П. и *Петришор, А.*: **Соображения относительно сварки меди вольфрамовым электродом в аргоновой среде.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 391 – 395

ДК 621.791.753

Милион, А. и Сурджану, И.: **Определение содержания водорода в металле наплавленном сварочными электродами.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 395 – 403

ДК 621.791.92 :669.36 :621.24 – 254.64

Контор, М.: **Покрытие втулок для гидроагрегатов в 11,5 и 22,5 Мвт наплавкой медью.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 404 – 408

ДК 621.791.75.053.3 :621.884

Бот, А., Негоицеску, Ш. и *Молдован, Т.*: **К вопросу клепания сваркой в агорновой среде, с применением вольфрамовых электродов.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7. тср. 408 – 413

ДК 621.791.011 :669.14 – 424

Сэлэджан, Т., Сельмеряну, Х. и *Мога, С.*: **Поведение при сварке высокоуглеродистых рельс.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 413 – 416

ДК 621.791.94.048 :669.14.018.8 :669.14.018.44 :669.13

Гряну, Н.: **Применение металлических порошков разработанных ИЧЕМ, Бухарест, для резания нержавеющих огнеупорных сталей и чугунов.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, стр. 416 – 421

DC 621.791 (498) ,,1964''

Nădăşan, Şt. : **The welding in the Rumanian People's Republic in 1964.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 293

DC 621.791 : 061.12.043 (498)

* * * : **The welding commission of the R.P.R. Academy.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7 p. 294 – 296

DC 621.791 (498)

Moga, Al. : **Some aspects of welding activities in the R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7 p. 297 – 301

DC 620.179.18 :621.791

Grumăzescu, M. and *Bernath, Al.* : **The non-destructive control by supersounds as applied in the R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7 p. 301 – 305

DC 620.17 :389.6 :621.791(498)

Slătineanu, R. : **The present stage of metal test standardization in the R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 305 – 310

DC 669.14.018.62 :669.14.018.29

Micloşi, V. : **The choice and control of structural steels from the weldability viewpoint.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 310 – 315

DC 624.953 :66 :665.5 :621.791

Rudniţki, B. and *Ionescu, P.* : **The execution of vertical welded steel cylindrical reservoirs and other technological containers of the chemical and oil industries by the rolling method.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 316 – 324

DC 624.21.014.25 (498)

Caracostea, A. : **The development of welded metal bridge construction in the R.P.R.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 325 – 332

DC 621.595 :621.791 (498)

Lupescu, I., Maior, Gh., Costin, I. and *Berinde, V.* : **Some achievements in applying the welding technique in slac bath at the ,,23 August'' Works in Bucharest.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 332 – 339

DC 624.014.27.043 :624.014.25

Şarlău, C. and *Radu, D.* : **Calculus and execution of welded joints in pipe constructions.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 340 – 344

DC 620.172.21 :621.791

Nădăşan, Şt. and *Safta, V.* : **Contributions to the determination of the breaking specific work in static traction tests.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 345 – 352

DC 621.86.078 – 78 :531.781.2 :621.791

Buzdugan, Gh., Segal, H., Blumenfeld, M., Petre, A., Cosac, V., Dumitrescu, E. and *Mincă, I.* : **Experimental tensometry and vibration studies concerning some suspended rolling girders.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr 6 – 7, p. 352 – 356

DC 620.178.152.42 :621.791

Raţiu, M. and *Prexl, R.* : **Introduction of the test cycle regulation to the determination of Rockwell durity.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 357 – 364

DC 620.178.6 :621.791

Ioviţiu, E. : **Contributions to the study of the correlation between the resilience determined by standard and micro test pieces.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 364 – 370

DC 621.791 :620.178.6 :669 – 421

Popovici, Vl., Băltănoiu, M. and *Şontea, S.* : **The structure and resilience of the material in the contiguous zones in different variants of joint working for welding in a heavy-type section.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 370 – 375

DC 621.791.019 :620.179.16 :621.311

Forje, A., Lucinescu, D. and *Iorgulescu, Gr.* : **Admissibility criteria of the welding defects on the basis of supersonic control in the installations of the electric power stations.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 376 – 380

DC 621.791.7.03 :621.314.21

Sălăgean, T., Boarnă, C. and *Ivancenco, A.* : **Researches concerning the dynamic behaviour of welding transformers.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 381 – 384

DC 621.791.75.037

Popovici, Vl., Grosu, Şt. and *Drăgănescu, O.* : **Electric-arc welding equipment with several posts at higher frequency.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 385 – 390

DC 621.791.856.3 :669.36

Ionescu, P. and *Petrişor, A.* : **Some considerations concerning the copper welding with wolfram electrode in argon medium.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 391 – 395

DC 621.791.753

Million, A. and *Surgeanu, I.* : **Determining the hydrogen content in the metal deposited with welding electrodes.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 395 – 403

DC 621.791.92 :669.36 :621.24 – 254.64

Contor, M. : **The plating by copper recharging of hubs for hydroaggregates.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 404 – 408

DC 621.791.75.053.3 :621.884

Both, D., Negoiţescu, St. and *Moldovan, T.* : **Contributions to the welding riveting in argon medium by means of wolfram electrodes.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 408 – 413

DC 621.791.011 :669.14 – 424

Sălăgean, T., Selmereanu, H. and *Moga, S.* : **The welding behaviour of high-carbon rails.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 413 – 416

DC 621.791.94.048 :669.14.018.8 :669.14.018.44 :669.13

Greavu, N. : **The utilization of the metal powders produced by the Bucarest Metallurgical Research Institute for cutting non-corrosive steels, refractory steels and cast irons.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 6 – 7, p. 416 – 421

DK 621.791 (498) „1964"

Nădăşan, St. : **Die Schweisstechnik in der RVR im Jahre 1964.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 293

DK 621.791 :061.12.043 (498)

* * * : **Der Ausschuss der Akademie der RVR für Schweissen.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 294 – 296

DK 621,791 (498)

Moga, Al. : **Einige Aspekte der Tätigkeit im Bereich des Schweissens in der RVR.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 297 – 301

DK 620.179,18 :621.791

Grumăzescu, M. und *Bernath, Al.* : **In der RVR angewandte zerstörungsfreie Ultraschallwerkstoffprüfung.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H.6 – 7,S. 301 – 305

DK 620.17 : 389.6 : 621.791 (498)

Slătineanu, R. : **Gegenwärtiger Stand der Standardisierung der Metallwerkstoffprüfung in der RVR.**

Construcţia de Maşini 17 (1965). H. 6 – 7, S. 306 – 310

DK 669.14.018.62 :669.14.018.29

Micloşi, V. : **Auswahl und Kontrolle der Baustähle vom Standpunkt der Schweissbarkeit.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 310 – 315

DK 624.953 :66 :665.5 :621.791

Rudniţki, B. und *Ionescu, P.* : **Fertigung senkrechter Zylinderbehälter aus geschweisstem Stahl und anderer technologischer Behälter von nicht fest umrissener Form für die Chemie — und Erdölindustrie mit Hilfe des Wicklungsverfahrens.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 316 – 324

DK 624.21.014.25 (498)

Caracostea, A. : **Entwicklung des Baus von geschweissten Metallbrücken in der RVR.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 325 – 332

DK 621.595 :621.791 (498)

Lupescu, I., Maior, Gh., Costin, I. und *Berinde, V.* : **Ergebnisse in der Anwendung der Schlackeschweissung bei den „23 August" Werke in Bukarest.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 332 – 339

DK 624.014.27.043 :624.014.25

Şarlău, C. und *Radu, D.* : **Berechnung und Ausführung der Schweissverbindungen bei der Röhrenherstellung.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 340 – 344

DK 620.172.21 :621.791

Nădăşan, St. und *Safta, V.* : **Beiträge zur Bestimmung der spezifischen Brucharbeit bei Zugversuch.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 345 – 352

DK 621.86.078 – 78 :531.781.2 :621.791

Buzdugan, Gh., Segal, H., Blumenfeld, M., Petre, A., Cosac, V., Dumitrescu, E. und *Mincă, I.* : **Experimentelle Studien der Spannungs — und Vibrationsmessung an Rollhängeträger.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 352 – 356

DK 620.178.152.42 :621.791

Raţiu, M. und *Prexl, R.* : **Anwendung der Reglementierung des Prüfzykluses zur Bestimmung der Rockwell-Härteprüfung.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 357 – 364

DK 620.178.6 :621.791

Ioviţiu, E. : **Beiträge zum Studium des Verhältnisses zwischen der von gewöhnlichen und Mikroprobekörpern ermittelten Kerbschlagzähigheit.**

Construcţia de Maşini 17)1965), H. 6 – 7, S. 364 – 370

DK 621.791 :620.178.6 :669 – 421

Popovici, Vl., Băltănoiu, M. und *Şontea, S.* : **Struktur und die Kerbschlagzähigkeit des Werkstoffs in benachbarten Zonen bei verschiedenen Fugeverarbeitungen für das Schweissen eines schweren Profiltyps.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 370 – 375

DK 621.791.019 :620.179.16 :621.311

Forje, A., Lucinescu, D. und *Iorgulescu, Gr.* : **Kriterien der Schweissfehler auf Grund der Ultraschallkontrolle bei Kraftwerkanlagen.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 376 – 380

DK 621.791.7.03 :621.314.21

Sălăgean, T., Boarnă, C. und *Ivancenco, A.* : **Untersuchungen des dynamischen Verhaltens der Schweisstransformatoren.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 381 – 384

DK 621.791.75.037

Popovici, Vl., Grosu, Şt. und *Drăg nescu, O.* : **Elektrische Lichtbogen-Schweissanlage mit mehreren Stellen für erhöhte Frequenz.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 385 – 390

DK 621.791.856.3 :669.36

Ionescu, P. und *Petrişor, A.*: **Betrachtungen über das Schweissen von Kupfer mit Wolframelektrode in Argon-Schutzgas.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 391 – 395

DK 621.791.753

Million, A. und *Surgeanu, I* : **Bestimmung des Wasserstoffgehalts im aufgeschweisten Elektrodenmetall.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 395 – 403

DK 621.791.92 :669.36 :621.24 – 54.64

Contor, M. : **Kupferplattierung der Blöcke für Hydroagregate.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 404 – 408

DK 621.791.75.053.3 :621.884

Both, D., Negoiţescu, St. und *Moldovan, T.* : **Beiträge zum Punktschweissen im Argonarc-Verfahren bei Verwendung von Wolframelektroden.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 408 – 413

DK 621.791.011 :669.14 – 424

Sălăgean, T., Selmereanu, H. und *Moga, S.* : **Verhalten der Schienen mit hohem Karbongehalt beim Schweissen.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 413 – 416

DK 621.791.94.048 :669.14.018.8 :669.14.018.44 :669.13

Greavu, N. : **Verwendung der im Bukarester Institut für metallurgische Forschungen entwickelten Metallpulver beim Brennschneiden der rostfreien, hitzfesten Stähle und Gusseisen.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 6 – 7, S. 416 – 421

CZ 621.791 (498) „1964"

Sudura în Republica Populară Română în anul 1964

Acad. ŞTEFAN NĂDĂŞAN
preşedintele Comisiei de sudură a Academiei R.P.R.

În anul ce a trecut de la adunarea anuală a Institutului internaţional de sudură, care a avut loc la Praga, aplicarea sudării în Republica Populară Romînă a făcut noi progrese, printre care amintim numai cupola Expoziţiei economiei naţionale, de 98 m diametru, din ţevi sudate, şi transformatorul de 200 MVA. Trecerea de la calea ferată cu eclise la calea fără joante se continuă. S-au făcut progrese şi în sudarea metalelor neferoase, precum şi a maselor plastice. Paralel cu aplicarea sudării în diferite construcţii metalice din ce în ce mai importante, se înregistrează progrese şi în cercetările din domeniul sudării şi al încercărilor de metale.

Prin înfiinţarea Comisiei de sudură a Academiei R.P.R. s-a trecut la organizarea activităţii în aceste domenii. Comisia polarizează activitatea în toate compartimentele şi la toate nivelurile printr-o colaborare largă cu ministerele economice, institutele de învăţămînt superior tehnic şi întreprinderile, precum şi cu Consiliul naţional al inginerilor şi tehnicienilor, în vederea extinderii construcţiilor sudate în toate ramurile economiei Republicii Populare Romîne.

Activitatea pe care o va desfăşura Comisia de sudură va contribui la îmbunătăţirea legăturilor cu Institutul internaţional de sudură, prin Centrul de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei R.P.R., membru al acestui Institut.

Pentru informarea adunării anuale a Institutului internaţional de sudură, care va avea loc la Paris în iulie 1965, prezentăm în acest număr al revistei „Construcţia de Maşini" unele realizări ale noastre.

La technique du soudage dans la République Populaire Roumaine durant l'année 1964

Acad. ŞTEFAN NĂDĂŞAN
Président de la Commission de la soudure de l'Académie de la République Populaire Roumaine

Durant l'année qui s'est écoulée depuis l'assemblée annuelle de l'Institut international de la soudure, qui a eu lieu à Prague, l'application du soudage a fait de nouveaux progrès dans la République Populaire Roumaine, parmi lesquels il convient de noter la coupole du pavillon de l'Exposition de l'économie nationale roumaine (coupole qui a un diamètre de 98 m et est construite en tubes soudés) et le transformateur de 200 MVA. Les rails à éclisses sont progressivement remplacés par des rails sans joints. Le soudage des métaux non-ferreux et des matières plastiques s'est développé. En même temps que l'on remarque une extention du soudage dans le domaine des constructions métalliques, des progrès sont réalisés dans les travaux de recherche concernant le soudage et les essais de métaux.

Cette activité est maintenant coordonnée par la Commission de la soudure, de l'Académie de la République Populaire Roumaine, récemment formée. La Commission stimule l'activité dans tous les secteurs et à tous les échelons par une large collaboration avec les ministères, les instituts d'enseignement technique supérieur, les entreprises et le Conseil national des ingénieurs et des techniciens, en vue de promouvoir le soudage dans toutes les branches de l'économie roumaine.

Les travaux de la Commission contribueront à resserrer les liens avec l'Institut international de la soudure par l'intermédiaire du Centre de recherches techniques de Timişoara qui dépend de l'Académie de la République Populaire Roumaine, cette dernière étant membre de l'Institut.

Nous présentons dans ce numéro de la revue „Construcţia de Maşini" plusieurs réalisations roumaines que nous désirons porter à la connaissance de l'assemblée annuelle de l'Institut international de la soudure qui se tiendra en juillet 1965 à Paris.

CZ 621.791: 061.12.043 (498)

Comisia de sudură a Academiei R.P.R.

Pînă în prezent, întîlniri ale specialiştilor din ţara noastră, în domeniul sudării şi tehnicilor conexe, cu care ocazie să-şi poată prezenta rezultatele efectuate, s-au realizat şi se realizează în cadrul conferinţelor de sudură şi încercări de metale ce se organizează din trei în trei ani de către Centrul de cercetări tehnice din Timişoara al Academiei R.P.R., în colaborare cu Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, Ministerul Învăţămîntului, Ministerul Industriei Metalurgice, Ministerul Industriei Petrolului şi Chimiei, Ministerul Minelor şi Energiei Electrice şi C.N.I.T. Deşi aceste conferinţe stîrnesc un interes din ce în ce mai mare, atît în ţară, cît şi în străinătate, ele n-au putut satisface totuşi necesitatea unui schimb de experienţă şi informări cu caracter de continuitate.

Intensificarea activităţii şi a schimbului de informaţii pe plan mondial, dezvoltarea multilaterală a aplicaţiilor sudării şi tehnicilor conexe în R.P.R., în diferite sectoare (construcţii de maşini, utilaj chimic şi petrolier, construcţii navale şi industriale, transporturi etc.), au pus tot mai acut problema existenţei unui organ care să polarizeze această activitate în ţara noastră şi să sprijine ministerele în valorificarea rezultatelor şi metodelor celor mai noi.

Un astfel de organ poate contribui la o mai bună şi eficace cunoaştere a realizărilor din domeniul respectiv, la generalizarea aplicării rezultatelor diferitelor lucrări (fie cu caracter de cercetare ştiinţifică, fie cu caracter aplicativ), la colaborări şi organizări de contacte mai strînse între specialiştii din ţara noastră, pentru discuţii şi schimb de experienţă pe anumite probleme de interes ştiinţific şi practic etc.

Un alt aspect care trebuia luat în considerare era şi cel al stabilirii de legături cu organizaţii naţionale de specialitate din alte ţări.

În ţara noastră, cercetările ştiinţifice în domeniul sudării au început în cadrul Academiei R.P.R., unde s-a creat o şcoală cu o oarecare tradiţie, iar o unitate a Academiei R.P.R. a primit sarcina de a reprezenta R.P.R. în cadrul Institutului internaţional de sudură (I.I.S.).

Lărgirea permanentă a utilizării sudării în producţie, ca volum, metode şi complexitate, şi asigurarea unei calităţi şi productivităţi sporite au făcut să se dezvolte şi domeniul tehnicilor conexe ale sudării. În special, cercetările din domeniul încercărilor de metale — distructive şi nedistructive — au devenit foarte utile pentru asigurarea calităţii şi controlului construcţiilor sudate. Astfel, s-a socotit firească dezvoltarea în prealabil a cercetărilor din domeniul sudării şi cel al încercărilor de metale.

Pornind de la aceste constatări şi de la faptul că Academia R.P.R. caută noi forme şi metode de întărire a legăturii cu producţia, la 12 noiembrie 1964, Prezidiul Academiei R.P.R. a hotărît înfiinţarea Comisiei de sudură, la care în prealabil şi-au dat asentimentul şi ministerele interesate, iar în cadrul Comisiei există o largă participare şi colaborare a ministerelor, prin delegaţii respectivi.

Sarcinile ce revin Comisiei de sudură şi care sînt prevăzute în regulamentul său de organizare şi funcţionare sînt următoarele:

Comisia de sudură are sarcina de a promova cercetările ştiinţifice şi tehnice în domeniul sudării şi al specialităţilor înrudite, sprijinind şi polarizînd aplicarea rezultatelor acestor cercetări în economia naţională.

În realizarea sarcinilor sale, Comisia de sudură are următoarele atribuţii:

— studiază şi propune măsuri în legătură cu diversele probleme legate de cercetarea ştiinţifică în domeniul sudării;

— recomandă înscrierea de teme în planurile de cercetări ale unităţilor de cercetare de specialitate;

— contribuie la asigurarea şi întărirea legăturilor de colaborare şi a schimbului de experienţă între unităţile de cercetări din cadrul Academiei R.P.R., din institutele departamentale, din institutele de învăţămînt superior, precum şi din laboratoarele uzinale;

— semnalează ministerelor şi instituţiilor centrale interesate unele procedee, tehnologii, şi metode noi în domeniul sudării, precum şi transmite informaţii şi recomandări de specialitate;

— participă la organizarea periodică în ţară a manifestărilor ştiinţifice în probleme de specialitate şi participă la manifestările ştiinţifice internaţionale din domeniul sudării şi al specialităţilor înrudite;

— ţine legătură cu asociaţii şi organizaţii similare din alte ţări, în special cu Institutul internaţional de sudură, sprijinind pregătirea delegaţiei romîne care participă la adunările anuale ale acestui Institut, Academia R.P.R. fiind, prin Centrul de cercetări tehnice din Timişoara, membră a Institutului.

Sarcinile şi atribuţiile Comisiei de sudură se realizează în colaborare cu ministerele şi organizaţiile centrale interesate şi în strînsă legătură cu Secţia de ştiinţe tehnice a Academiei R.P.R.

Conform schemei de organizare, Comisia va activa la început în cinci subcomisii, iar în cadrul acestora, prin mai multe grupe de lucru corespunzătoare celor 16 domenii (comisii) ale Institutului internaţional de sudură, şi anume :

I. sudarea cu gaze şi procedeele înrudite ; II. sudarea cu arc ; III. sudarea prin rezistenţă ;IV. documentare ; V. încercarea, măsurarea şi controlul sudurilor ; VI. terminologie ; VII. standardizare ; VIII. igienă şi securitate ; IX. comportarea metalelor supuse la sudare ; X. tensiuni reziduale şi relaxarea tensiunilor ; XI. recipiente de presiune, căldări şi conducte ; XII. procedee speciale de sudare cu arc ; XIII. încercarea la oboseală ; XIV. învăţămîntul sudării ; XV. principii de bază în proiectarea şi executarea sudurilor (şi calculul asamblărilor) ; XVI. sudarea maselor plastice.

Specialiştii din domeniul sudării şi al tehnicilor conexe, care doresc să participe la activitatea ce se va desfăşura în viitor de către Comisia de sudură a Academiei R.P.R., se pot adresa secretariatului Comisiei : Bucureşti — Calea Victoriei nr. 125 — telefon : 14.13.49 sau 16.01.70, interior 187.

La Commission de la soudure de l'Académie de la République Populaire Roumaine

Jusqu'à présent les prises de contact entre les spécialistes roumains dans le domaine du soudage et des techniques connexes, lors desquelles ils pussent se communiquer les résultats de leurs recherches, ont eu lieu dans le cadre des conférences sur le soudage et les essais de métaux organisées de trois en trois ans par le Centre de recherches techniques de Timişoara, qui dépend de l'Académie de la République Populaire Roumaine, en collaboration avec le Ministère de l'Industrie des Constructions Mécaniques, le Ministère de l'Enseignement, le Ministère de l'Industrie Métallurgique, le Ministère de l'Industrie du Pétrole et de la Chimie, le Ministère des Mines et de l'Energie Electrique et avec le Conseil national des ingénieurs et des techniciens. Quoique ces conférences suscitent un vif intérêt en Roumanie et à l'étranger, elles n'ont pas pu cependant satisfaire la nécessité d'un échange d'expériences et d'informations qui ait un caractère de continuité.

L'intensification de l'activité et de l'échange d'informations sur le plan mondial, le développement des applications du soudage et des techniques connexes en Roumanie dans des secteurs différents (construction mécanique, outillage chimique et pétrolier, constructions navales et industrielles, transports, etc.) ont posé le problème de l'existence d'une organisation centrale qui stimulât et coordonnât l'activité et qui pût aider les ministères dans la mise en valeur des résultats et des méthodes les plus modernes.

Une telle organisation doit contribuer à faire mieux connaître les réalisations du domaine respectif ; elle généralisera l'application des résultats et encouragera des échanges de vues plus étroits entre les spécialistes roumains, dans le but de résoudre certains problèmes d'ordre scientifique ou pratique, etc.

Il fallait aussi songer à établir des relations avec les organisations spécialisées des autres pays.

Les recherches scientifiques dans le domaine du soudage avaient été initiées par l'Académie de la République Populaire Roumaine, où une tradition s'était formée dans ce sens, et une unité dépendant de l'Académie avait été chargée de représenter la Roumanie à l'Institut international de la soudure (I.I.S.).

L'emploi de plus en plus large du soudage dans la production et l'obtention d'une qualité et d'une productivité meilleures ont eu pour conséquence le développement des techniques connexes du soudage. Les recherches sur les essais de métaux (destructifs et nondestructifs) sont surtout devenues nécessaires pour assurer la qualité et le contrôle des constructions soudées. Cela a prouvé que des études encore plus approfondies sur le soudage et les essais de métaux étaient pleinement justifiées.

En s'appuyant sur ces constatations et en tenant compte du fait que l'Académie de la République Populaire Roumaine cherche de nouvelles formes et méthodes pour consolider ses rapports avec la production industrielle, le Présidium de l'Académie a décidé, le 12 novembre 1964, de créer une Commission de la soudure ; les ministères intéressés avaient préalablement donné leur assentiment, une large participation aux travaux de la Commission leur étant garantie.

Les buts que la Commission doit atteindre, buts fixés par son règlement d'organisation et de fonctionnement, sont les suivants :

La Commission de la soudure a la mission de promouvoir les recherches scientifiques et techniques dans le domaine du soudage et des spécialités connexes, de faciliter et de stimuler l'application des résultats dans l'économie nationale.

A cette fin, la Commission :

— étudie et propose des mesures concernant les divers problèmes posés par la recherche scientifique dans le domaine du soudage ;

— recommande les thèmes qu'il convient d'inscrire dans les plans de recherches des unités spécialisées ;

— assure la collaboration et l'échange d'expériences entre les unités de recherches de l'Académie de la République Populaire Roumaine, les instituts dirigés par les Ministères, les instituts de l'enseignement supérieur et les laboratoires des usines ;

— informe les ministères et les institutions centrales intéressés sur les procédés, les technologies et les méthodes modernes de soudage et transmet des informations et des recommandations ;

— participe à l'organisation périodique en Roumanie des manifestations scientifiques ayant pour objet les problèmes de spécialité, ainsi qu'aux manifestations scientifiques internationales concernant le soudage et les techniques connexes ;

— maintient les relations avec les associations et les organisations similaires des autres pays, et surtout avec l'Institut international de la soudure ; contribue à préparer la participation de la délégation roumaine aux assemblées annuelles de l'Institut, l'Académie de la République Populaire Roumaine étant membre de cet Institut par l'intermédiaire du Centre de recherches techniques de Timişoara.

Les tâches et les attributions de la Commission de la soudure sont réalisées en collaboration avec les ministères et les organisations centrales et en relation étroite avec la Section des sciences techniques de l'Académie.

La Commission déploiera son activité dans le cadre de cinq sous-commissions ; des groupes de travail seront constitués dans ces sous-commissions, groupes qui correspondront aux 16 commissions de l'Institut international de la soudure dont les études sont ainsi réparties :

I. soudage au gaz et techniques connexes ; II. soudage à l'arc ; III. soudage par résistance ; IV. documentation ; V. essais, mesures et contrôle des soudures ; VI. terminologie ; VII. standardisation ; VIII. hygiène et sécurité ; IX. comportement des métaux du point de vue du soudage ; X. contraintes résiduelles et relaxation des contraintes ; XI. récipients à pression, chaudières et tuyauteries ; XII. procédés spéciaux de soudage à l'arc ; XIII. essais de fatigue ; XIV. enseignement du soudage ; XV. principes de l'établissement des projets et de l'exécution des soudures (et le calcul des assemblages) ; XVI. soudage des matières plastiques.

Les spécialistes du soudage et des techniques connexes qui veulent prendre part à l'activité future de la Commission de la soudure roumaine peuvent se renseigner auprès du secrétariat de la Commission : Bucarest—Calea Victoriei 125—téléphone 14.13.49 ou 16.01.70, intérieur 187.

CZ 621.791 (498)

Unele aspecte ale preocupărilor din domeniul sudării în R. P. R.

ALEXANDRU MOGA

Alături de celelalte procedee din gama relativ restrînsă a procedeelor tehnologice cu utilizare universală în industrie, sudarea, pornind de la utilizarea simplă ca metodă de asamblare nedemontabilă, a parcurs în ultimii ani în Republica Populară Romînă un drum puternic ascendent şi a cunoscut o lărgire remarcabilă a domeniului de aplicare la nivel mondial şi naţional. Cantităţile de ordinul sutelor de mii de tone de diferite metale depuse anual prin sudare în întreaga lume sau creşterea de la simplu la dublu a indicelui de metal depus prin sudare pe tona de construcţie metalică (la noi peste 10 kg/t) în general, sînt expresii elocvente ale evoluţiei, de la simplu procedeu tehnologic la tehnică avansată, a sudării şi justificări ale importanţei deosebite care trebuie să i se acorde şi în industria noastră.

Obiective de mare anvergură, dintre care este suficient să amintim pavilionul Expoziţiei realizărilor economiei naţionale, executat prin asamblare sudată, sau să relevăm aprecierea elogioasă făcută de ZIS (Zentralinstitut für Schweisstechnik) R.D.G. asupra turlei de foraj R. P. R., sudată, care a obţinut medalia de aur la expoziţia-tîrg din Leipzig în anul trecut, demonstrează practic stadiul preocupărilor în ţara noastră în domeniul tehnicii sudării. La nivelul ramurilor industriale pe ministere, al Centrului de cercetări ştiinţifice al Academiei R. P. R., al catedrelor de specialitate pe institute de învăţămînt superior, cercetătorii, inginerii, tehnicienii şi executanţii vin cu aportul lor continuu şi preţios la creşterea cantitativă şi calitativă a patrimoniului tehnicii sudării, pentru noi, patrimoniu naţional cu mari perspective viitoare.

Academia R.P.R., care, prin Centrul său de cercetări tehnice din Timişoara, a fost practic singurul for din R.P.R. care a ţinut pînă acum legătura cu Institutul internaţional de sudură (I.I.S.) şi a militat (prin Centrul de documentare respectiv) la difuzarea cunoştinţelor tehnico-inginereşti şi a rezultatelor cercetărilor în domeniul tehnicii sudării, a luat iniţiativa acţiunii de polarizare a forţelor tehnice preocupate în problema sudării şi a tehnicilor conexe prin constituirea, în luna octombrie 1964, a Comisiei de sudură. Prin alcătuirea sa, această Comisie care întruneşte un colectiv de membri din instituţiile centrale, institutele de învăţămînt, ramurile industriale care au legături cu sudarea şi cu tehnicile conexe, inclusiv reprezentantul C.N.I.T., va reuşi să efectueze mult aşteptata interconectare, la nivel superior, a preocupărilor pe această linie, cu posibilităţi nelimitate de lărgire, şi să facă cunoscute înăuntru şi în afară rezultatele unei activităţi laborioase şi fructuoase, însă îngust difuzate şi valorificate pînă în prezent.

Pentru larga informare şi inventarierea forţelor, mijloacelor şi problemelor pe care principalele sectoare industriale le posedă în prezent şi în sprijinul luptei pentru înlăturarea paralelismelor, este utilă înfăţişarea succintă a principalelor noastre preocupări care în linii mari se prezintă astfel :

Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini efectuează cercetări şi experimentări în domeniul sudării în Laboratorul de studii, cercetări şi proiectări din cadrul Atelierului de sudură al Institutului de cercetări tehnologice, — construcţii de maşini (I.C.T.C.M. — Bucureşti), precum şi în laboratoarele uzinale pentru sudură din cadrul uzinelor „Vulcan”, „23 August”, „Griviţa roşie” — Bucureşti ; „Independenţa” — Sibiu ; „Şantierul naval” — Galaţi ; „Uzina de vagoane” — Arad ; „U.C.M. — Reşiţa cu intrare în funcţiune în anul în curs. În cadrul acestor laboratoare activează în colectivele ad-hoc, experimentînd în peste douăzeci de obiective, cîteva zeci de ingineri specializaţi în domeniul sudării.

În planul pe ultimii doi ani al M.I.C.M. figurează peste 20 de teme principale de cercetare, parţial rezolvate sau în curs de rezolvare, privind : sudarea tablelor din materiale feroase sau neferoase, aliate sau nealiate, cu şi fără tratament termic ; sudarea tablelor şi ţevilor bimetalice prin diferite metode ; sudarea prin diferite metode tehnologice moderne (în baie de zgură, sub flux, în mediu gazos etc.) ; încărcarea cu diferite metale şi prin diferite procedee a pieselor metalice în scopul îmbunătăţirii calitative ; studierea sudabilităţii diferitelor metale şi stabilirea pe sorturi de metal a proceselor tehnologice optime ; tăierea şi demaselotarea materialelor şi pieselor etc.

Între problemele importante pentru viitoarele preocupări, M.I.C.M., orientîndu-se pe linia tendinţelor actuale la nivel mondial ale ramurei proprii, consideră :

— studiul sudabilităţii oţelurilor înalt aliate, refractare şi a oţelurilor placate ;

— sudarea automată a aliajelor de aluminiu şi cupru ;

— tăierea termică a pieselor şi semifabricatelor de grosime mare ;

— stabilirea tehnologiei de realizare prin sudare a recipientelor de înaltă presiune ;

— tăierea, sudarea, încărcarea şi metalizarea cu ajutorul jetului de plasmă ;

— sudarea electrică prin presiune a ţevilor ;

— comportarea la sudare a materialelor de aport indigene în vederea înlocuirii celor din import ;

— extinderea defectoscopiei nedistructive asupra pieselor de grosime mare etc.

Aspectul complex şi multilateral al problemelor legate de tehnica sudării şi al modului de rezolvare a lor în marile unităţi productive ale M.I.C.M. reiese clar, spre exemplu, din informarea recentă a Uzinei de construcţii de maşini—Reşiţa, unde secţiile de ansambluri sudate, cazangerie, utilaj industrial, au în subordine colective de sudori a căror activitate este coordonată de grupul sudor-şef. Aici, în afara unui număr apreciabil de ingineri sudori, activează tehnologi, maiştri, tehnicieni şi muncitori specializaţi în domeniul sudării.

Principalele teme de cercetare abordate sînt : tăierea cu oxigen şi flux a oţelurilor inoxidabile ; încărcarea automată sub flux a paletelor turbinelor hidraulice cu oţeluri Cr-Ni şi Cr-Mn (în colaborare cu Secţia de sudură a Bazei de cercetări a Academiei R.P.R.) ; încărcarea cu metale dure a muchiilor active ale matriţelor, poansoanelor etc. ; studiul fragilităţii la rece a oţelurilor pentru profile de la boghiurile LDE.

Controlul tehnic se efectuează în conformitate cu standardele şi prescripţiile respective, începînd de la încercări mecanice pe plăci de probă, pînă la verificări cu ultrasunete.

O atenţie deosebită se acordă pregătirii cadrelor în şcoala profesională a uzinei, cu specializare concomitentă şi ulterioară pe lucrări de diferite genuri, categorii şi complexităţi. Ridicarea nivelului tehnic al tuturor categoriilor de sudori se urmăreşte metodic prin manifestări periodice şi speciale, ca : instructaje, examinări teoretice şi practice, conferinţe, concursuri de inovaţii etc., proprii fiecărui loc de muncă şi fiecărei preocupări sau domeniu.

Ministerul Industriei Petrolului şi Chimiei, în lipsa laboratoarelor de cercetare specifice, îşi desfăşoară activitatea prin formaţiile de lucru din întreprinderi şi în laboratoarele de control calitativ. Colectivele de sudori conduse de ingineri specialişti activează direct şi în colaborare cu diferitele institute de cercetări şi de învăţămînt, în întreprinderile şi pe şantierele din obiectivele importante situate în Bucureşti, Ploieşti, Braşov, Craiova, Oradea etc.

Dintre numeroasele teme cu caracter special care alcătuiesc tematica de cercetare în domeniul sudării pe perioada 1964—1965 sînt de remarcat :

— executarea sudurilor de conducte în condiţii de şantier la temperaturi pînă la — 20°C ;

— stabilirea tehnologiei de sudare a oţelului slab aliat (1 % Cr ; 0,5 % Ni ; 5 % Cr ; 0,5 % Mo) în atmosferă de argon, inclusiv preîncălzirea şi tratamentul termic ;

— stabilirea tehnologiei pentru sudarea în mediu de argon a conductelor de cupru ;

— tăierea oţelurilor inoxidabile, aluminiu şi cupru, cu jet de plasmă ;

— sudarea în mediu de CO_2, în şantierele de montaj, la scară industrială, cu aparate portative fără răcire cu apă ;

— influenţa parametrilor tehnologici de sudare asupra fragilităţii oţelurilor feritice aliate cu crom ;

— sudarea aluminiului şi aliajelor sale utilizate în industria chimică (metalurgie, metale de adaos, regimuri de lucru etc.) ;

— experimentarea şi aplicarea sudării cu electrozi fuzibili, în atmosferă de argon, a oţelurilor aliate, aluminiului şi aliajelor sale etc.

Problemele majore ale acestui departament sînt axate pe preocupări foarte actuale privind metale şi aliaje noi, în special aluminiu şi sudări automate în condiţii industriale, de şantier. Rezolvarea în condiţii satisfăcătoare a acestor probleme necesită coordonarea şi colaborarea eforturilor producătorilor de materiale (metale sudabile cu caracteristici fizico-chimice şi mecanice ridicate), de electrozi, şi a tehnologilor cu cunoştinţe avansate asupra procedeelor tehnologice, problemelor de protecţia şi securitatea muncii şi metodelor de verificare specifice. În acest sens se desfăşoară o largă activitate de instruire şi ridicare a cunoştinţelor cadrelor calificate.

Ministerul Minelor şi Energiei Electrice posedă două laboratoare centrale în care îşi găsesc rezolvarea problemele de încercări şi cercetări de suduri şi cele de încercări metalurgice aferente.

Obiectivele principale ale acestui departament fiind centralele electrice sub aspectul exploatării şi al şantierelor de montaj, laboratoarele respective şi-au dirijat şi dezvoltat domeniul de activitate în direcţia aplicării procedeelor moderne de sudare (tehnologii, întreţinere, reparaţii şi verificări) specifice acestor obiective.

Inginerii şi tehnicienii specializaţi în tehnica sudării, repartizaţi pe ponderile necesare, de la unităţile centrale pînă la obiective, formează osatura reţelei de sudori-metalurgi cărora le revine sarcina întocmirii şi realizării tematicii de cercetări în domeniul sudării care, pe anii 1964—1965, cuprinde probleme de deosebit interes, ca :

— studiul posibilităţilor de înlocuire a controlului radiografic al sudurilor prin control magnetografic şi prin ultrasunete ;

— procedee speciale de radiografie de mare precizie prin metoda fotografierii solarizante, metoda fotografierii cu efect stereografic şi metoda combinată a ambelor efecte ;

— introducerea sudării automate la sudarea construcţiilor metalice din oţel carbon în montajul centralelor electrice.

Problemele specifice de cercetare care interesează în mod deosebit acest departament în perioada imediat următoare sînt :

— repararea rotoarelor prin sudare automată sub zgură ;

— sudarea automată sub zgură a conductelor cu pereţi groşi (peste 30 mm) şi a tolelor foarte groase ;

— studierea metodelor de încercare a metalelor care au funcţionat timp îndelungat la temperaturi şi presiuni ridicate, în vederea prelungirii duratei de exploatare ;

— comportarea la fluaj a oţelurilor indigene Cr-Mo şi Cr-Mo-V folosite în instalaţii energetice etc.

Ca urmare a experienţelor făcute şi a cunoştinţelor însuşite, colectivele de sudori au procedat la întocmirea normativelor şi prescripţiilor tehnice pentru controlul îmbinărilor sudate şi al centralelor electrice.

Lucrările de pregătire a cadrelor, de ridicare a calificării şi adîncire a lucrărilor cu caracter normativ continuă în mod planificat cu rezultate sporite calitativ şi cantitativ.

Ministerul Industriei Metalurgice, ale cărui preocupări în domeniul sudării au un caracter deosebit, în calitatea sa de producător de electrozi, posedă un laborator de cercetări în probleme de sudare, situat în incinta uzinei producătoare ,,Industria sîrmei"—Cîmpia Turzii. Colectivul de specialişti în tehnica sudării, condus de un inginer de specialitate, are prevăzute în planul său de cercetări teme în curs de desfăşurare relative la : electrozii de sudură înveliţi pentru sudarea electrică manuală, fluxuri topite şi ceramice pentru sudarea automată, sudabilitatea diferitelor metale, rezistenţa îmbinărilor sudate la solicitări statice şi de oboseală, obţinute prin aplicarea a diferite tehnologii de sudare ; fenomene şi procese fizico-chimice în arcul de sudare ; metalurgia fizică a îmbinărilor sudate ; defectoscopia cu raze X etc.

Tematica cercetărilor pe perioada 1964—1965 adînceşte temele anterioare şi lărgeşte sfera preocupărilor, cuprinzînd :

— sortimente noi de electrozi pentru sudarea oţelurilor aliate ;

— electrozi de sudură cu mare randament, cu pulberi de fier (bazice şi titanice) în înveliş ;

— cauzele şi fenomenele care generează apariţia porilor în cordonul de sudură ;

— studierea viscozităţii zgurilor ;

— cercetarea conţinutului de gaze din metalul depus prin sudare ;

— topirea şi transferul materialului din diferite tipuri de electrozi de sudură ;

— fabricarea şi folosirea pe scară industrială, în sudare şi tehnici conexe, a pulberilor metalice ;

— rezistenţa la oboseală a îmbinărilor sudate cu diferite tipuri de electrozi pentru diferite îmbinări ;

— sudabilitatea oţelurilor cu conţinut ridicat de carbon şi slab aliate, în funcţie de categoria de electrozi utilizaţi şi de conţinutul de hidrogen.

În mod deosebit sînt studiate, pe linia satisfacerii în condiţii optime, problemele de cercetare şi aplicaţii în care sînt interesate diferitele ramuri industriale. De asemenea se acordă acestora asistenţa tehnică în privinţa aprofundării teoretice şi practice a folosirii raţionale la sudare a electrozilor de sudură.

Una dintre problemele majore, a cărei rezolvare înseamnă un deosebit aport calitativ şi economic, o constituie fabricarea fluxurilor, în special pentru sudări automate într-o unitate industrială separată.

Ministerul Transporturilor şi Telecomunicaţiilor, fără să posede laboratoare speciale de cercetare pentru tehnica sudării dat fiind volumul relativ restrîns de lucrări în acest domeniu, şi-a creat, în cadrul laboratoarelor conexe ale institutului propriu de cercetări, secţii dotate cu utilaje de sudare pentru : sudarea electrică cu arc, sudarea automată sub strat de flux, sudarea semiautomată sub bioxid de carbon, sudarea aluminotermică. S-a urmărit, de asemenea, completarea utilării acestor secţii cu aparatură de verificare şi control, inclusiv pentru defectoscopie ultrasonică.

În afara temelor cu caracter general care se rezolvă obişnuit prin colaborări, Ministerul şi-a propus rezolvarea prin forţe proprii, în perioada 1964—1965, a unei serii de teme specifice utilajului din transporturi şi materialelor de cale, dintre care :

— îmbunătăţirea rezistenţei la uzură a dispozitivelor de scarificare prin depunere de straturi din materiale dure ;

— posibilităţi de fabricare în ţară a termitului pentru sudarea aluminotermică a şinelor de cale ferată ;

— cercetări şi experimentări asupra condiţiilor de sudabilitate a oţelurilor indigene destinate fabricării palierelor metalice sudate ;

— sudarea aluminotermică a schimbătoarelor de cale şi a conexiunilor electrice şi elaborarea mecanizată a formelor ;

— studii şi cercetări teoretice şi practice pentru alegerea clasei de calitate a oţelurilor destinate fabricării produselor sudate ;

— posibilităţi de reparare a podurilor metalice nituite, cu fisuri apărute în exploatare, prin utilizarea sudării.

În afara acestora, Ministerul este interesat în mod deosebit în unele probleme speciale, dintre care principalele se pot rezuma astfel :

— îmbunătăţirea calitativă a sîrmei de sudare folosite la încărcare prin sudare oxiacetilenică a inimilor de încrucişare uzate ;

— automatizarea instalațiilor electrice mobile de sudare a șinelor prin contact electric și presiune;

— realizarea de cordoane de sudură dură, aderente și rezistente la solicitări mecanice și la uzură, și sudare automată sub flux cu electrozi din oțel aliat cu aplicare la recondiționări de piese auto, respectiv bandaje pentru roți de locomotive și vagoane;

— sudarea și tratamentul termic prin metode simple și eficace al lonjeroanelor-bară și balansierelor locomotivelor;

— sudarea aluminiului și aliajelor sale cu caracteristici speciale, folosite în construcția de nave și avioane.

În cadrul *Direcției generale pentru metrologie, standarde și invenții*, Inspecția de stat pentru cazane și instalații de ridicat execută în laboratorul său, în afara altor lucrări, și unele lucrări în legătură cu aplicarea metodelor pentru controlul și verificarea sudurilor.

Tematica de cercetare în domeniul sudării pe perioada 1964—1965 repartizează inginerilor și fizicienilor specialiști în acest domeniu lucrări referitoare la:

— prescripții pentru controlul prin ultrasunete al calității îmbinărilor sudate;

— criterii pentru stabilirea calității îmbinărilor prin controlul nedistructiv, inclusiv metode și aparataje adecvate.

Metodologia de control preconizată de Inspectoratul de stat pentru cazane și instalații de ridicat face apel la procedee și aparaturi moderne, completate după caz cu analize: chimice, mecanice și metalografice.

Pe linia pregătirii cadrelor, problemă în care în calitatea sa de organ de control I.S.C.I.R. a avut ocazia să constate amănunțit lipsurile cu caracter general și particular, apare iminentă reorganizarea și completarea cursurilor de specializare pe categorii de lucrări, cu caracter permanent, cu elaborarea unor programe analitice acoperind latura practică și cea teoretică, în general după modelul ZIS din R.D.G., ca preocupări de bază în etapa actuală.

Expunerea de față nu s-a extins asupra activității planificate a secțiilor de sudură ale Academiei R.P.R. și a catedrelor de învățămînt superior, ale căror preocupări amintite în introducere vor face obiectul unui alt expozeu, și de asemenea nu a arătat activitatea publicistică, acțiune asupra căreia, ca prim obiectiv, își îndreaptă atenția Comisia de sudură a Academiei R.P.R.

CD 621.791 (498)

Aspects de nos préoccupations dans le domaine du soudage

ALEXANDRU MOGA

Le soudage comme méthode d'assemblage non-démontable a connu ces dernières années un grand essor en Roumanie et à l'étranger. L'accroissement de la quantité de métal déposé par soudage durant une année, ainsi que l'accroissement du coefficient du métal d'apport par tonne de construction métallique (en Roumanie, plus de 10 kg/t) démontrent que le soudage n'est plus un simple procédé technologique, mais est devenu une technique moderne générale.

Sa mise en pratique a eu pour conséquence des réalisations roumaines de grande envergure, telles que le pavillon de l'Exposition des réalisations de l'économie nationale et la tour de forage qui a obtenu la médaille d'or à la foire de Leipzig.

Dans toutes les unités de différents niveaux, les chercheurs, les ingénieurs, les techniciens et les exécutants collaborent étroitement à l'extention de l'application de la technique du soudage et à son amélioration.

Grâce à l'institution récente d'une Commission de la soudure, l'Académie de la R.P.R. pourra stimuler les cadres des techniciens qui doivent résoudre les problèmes du soudage et des techniques connexes.

Cette commission, qui réunit des membres appartenant à toutes les institutions, effectue la corrélation de ces problèmes et fait connaître, en Roumanie et à l'étranger, les résultats d'une activité peu connue et mise en valeur jusqu'à présent.

Pour mieux inventorier les problèmes et les moyens dont disposent à présent les principaux secteurs industriels et dans le but d'éviter les parallélismes, nous présentons nos principales préoccupations.

Dans les unités des Ministères de l'Industrie des Constructions de Machines, de l'Industrie du Petrole et de la Chimie, des Mines et de l'Energie Electrique, de l'Industrie Métallurgique, des Transports et des Télécommunications, à l'Inspection d'état pour chaudières et installations de levage (qui dépend de la Direction générale de la métrologie, des standards et des inventions), ainsi que dans les instituts et les centres de recherches, on précise les thèmes se rapportant au soudage et aux techniques connexes.

Un choix des thèmes respectifs met en évidence les principales préoccupations :

— études, recherches et expériences sur les matériaux indigènes modernes, aciers, métaux légers et leurs alliages, en ce qui concerne leur comportement au soudage ;

— procédés technologiques et, en général, technologies modernes de soudage, de coupe et de chargement de métaux, dans le but de leur application dans l'industrie et de leur amélioration qualitative ;

— élaboration et fabrication dans des conditions industrielles et économiques optima des métaux soudables, des électrodes et des matériaux auxiliaires utilisés couramment dans toutes les branches de l'industrie ;

— procédés, méthodes et appareillage de vérification et de contrôle technique des cordons de soudure et, en général, des joints de soudure, en tenant compte surtout des essais nondestructifs ;

— la résolution, conformément aux nécessités spécifiques, des problèmes de la protection et de la sécurité du travail, la formation professionnelle des cadres, etc.

Là où les laboratoires spéciaux pour le soudage manquent, les problèmes de la technique du soudage sont confiés aux conseils techniques d'ingénieurs spécialistes, qui, soit seuls, soit en collaboration avec les instituts des ministères, cherchent à résoudre ces problèmes et à appliquer les résultats obtenus dans les unités propres.

La présente étude n'expose pas l'activité des sections de soudure de l'Académie de la R.P.R. et des chaires d'enseignement supérieur qui fera l'objet d'un article à paraître prochainement.

Nous n'avons pas mentionné non plus l'activité de nos publications. Ces actions constitueront l'objet de l'attention de la Commission de la soudure de l'Académie de la R.P.R.

CZ 620.179.18: 621.791

Controlul nedistructiv cu ultrasunete aplicat în R.P.R.

MIRCEA GRUMĂZESCU şi ALEXANDRU BERNATH

Printre metodele de încercare nedistructivă a materialelor un loc important îl ocupă defectoscopia ultrasonică. Controlul nedistructiv cu ajutorul ultrasunetelor are în prezent o largă aplicare datorită sensibilităţii şi eficienţii mari a determinărilor, costului redus al operaţiei şi utilizării unui aparataj puţin complicat, care se pretează a fi automatizat, fapt important la verificarea producţiei de serie.

După principiul care stă la baza controlului şi măsurării cu ultrasunete, există mai multe metode, şi anume : metoda rezonanţei, metoda intensităţii undelor transmise, metoda reflexiei impulsurilor ultrasonice şi, în fine, metoda timpului de parcurs. Cea mai des folosită este metoda bazată pe observarea impulsurilor reflectate de către defectele interne sau diversele neregularităţi structurale cu impedanţe caracteristice diferite de cea a corpului care se examinează. Metoda permite efectuarea controlului calităţii la piese de dimensiuni mari şi de orice formă şi asigură localizarea defectului în interiorul piesei supuse verificării.

Faptul că propagarea diferitelor tipuri de unde ultrasonice — longitudinale, transversale, de suprafaţă — se efectuează în condiţii bune în medii solide de orice natură a dat posibilitatea utilizării ultrasunetelor la controlul atît al pieselor metalice, cît şi al elementelor de construcţii din beton şi din beton armat, precum şi al pieselor ceramice sau din mase plastice. În cuprinsul articolului autorii se limitează numai la încercarea nedistructivă a metalelor, căutînd să prezinte rezultatele obţinute în ţara noastră în acest domeniu în trei direcţii bine conturate : cercetarea ştiinţifică, aplicarea metodelor ultrasonice în industrie şi normarea.

Cercetări privind defectoscopia ultrasonică aplicată la metale se efectuează în R.P.R. cu precădere în două unităţi : la Centrul de cercetări tehnice al Academiei R.P.R. de la Timişoara şi la Institutul de cercetări în transporturi şi telecomunicaţii din Bucureşti şi în mod sporadic la unele laboratoare uzinale. Între cele două institute amintite există o strînsă colaborare, unele teme de ultraacustică fiind studiate în comun. Printre acestea se menţionează tema care a avut ca obiect „Stabilirea unei corelaţii între transparenţa ultrasonică, microstructura şi caracteristicile mecanice ale osiilor de vagoane de cale ferată" [1], [2].

În urma cercetărilor experimentale întreprinse, s-a ajuns la concluzia că, între transparenţa ultrasonică măsurată în sens longitudinal sau transversal şi mărimea granulaţiei, există o corelaţie evidentă. Transparenţa scade pe măsură ce dimensiunea mijlocie a granulaţiei creşte. Aceasta se reflectă în scăderea numărului ecourilor de fund, constatîndu-se că osiile de vagoane cu trei sau mai multe ecouri de fund au o structură relativ uniformă, în timp ce osiile la care se produce un singur ecou de fund sau sînt lipsite de asemenea ecouri au structuri grosolane de reţea feritică sau ace

Widmanstätten. Astfel, prin examinarea transparenței ultrasonice mai poate fi stabilit dacă în urma tratamentului termic corect al osiei s-a obținut structura de normalizare prevăzută de standardul de osii, sau dacă au apărut structurile grosolane menționate, printr-un tratament greșit aplicat. În plus, datorită faptului că majoritatea caracteristicilor mecanice (reziliența în sens transversal, reziliența în sens longitudinal, rezistența la oboseală) ale unei piese depind de structură, dependența transparenței ultrasonice de structură duce la o corelație între transparența ultrasonică și aceste caracteristici mecanice.

O problemă asemănătoare a fost studiată și de către un colectiv de la Uzinele „Electroputere" din Craiova [3]. În urma experimentărilor efectuate pe probe din oțel turnat calitatea O T 40 și din bronz cu staniu turnat în nisip, s-a determinat o corelație între rezistența la rupere și duritatea materialului pe de o parte și atenuarea energiei ultrasonice pe de altă parte. De asemenea s-a putut stabili modul de variație a atenuării în funcție de volumul segregațiilor cristaline la bronzul cu staniu, observîndu-se că șarjele cu microstructură formată din dendrite mărunte, uniform răspîndite, sînt caracterizate printr-un coeficient mic de atenuare a ultrasunetului.

În vederea stabilirii condițiilor optime de control cu ultrasunete a osiilor de vagoane, la Centrul de cercetări tehnice din Timișoara s-a cercetat sensibilitatea examinării cu unde emise sub incidență normală și sub incidență înclinată. Cu acest prilej s-au obținut o serie de rezultate originale, dintre care se menționează : determinarea zonei de „umbră sonică" la examinarea cu unde longitudinale de pe suprafața frontală a osiilor, corelația între semnalele de pe ecranul defectoscopului și adîncimea fisurilor detectate prin examinarea înclinată cu unde transversale, influența diferiților parametri care intervin în examinare asupra semnalelor obținute, determinarea condițiilor optime de control etc. Rezultatele s-au concretizat într-o serie de norme de etalonare a defectoscoapelor ultrasonice și de control al osiilor de vagoane cu palpatoare înclinate. Acest studiu face parte de altfel din lucrarea amplă privind defectoscopia ultrasonică la osiile de vagoane, prima lucrare de acest gen efectuată în țară, care permite examinarea precisă a osiilor de vagoane atît cu ocazia fabricării, cît și în urma exploatării lor.

O altă temă abordată în cadrul aceleiași instituții a fost aceea privind transferul de energie ultrasonică de la emițător la piesa care se examinează și de la aceasta la receptor și, legată de ea, problema cuplajului în general [4], [5]. Ca urmare a acestui studiu se propune un nou sistem de cuplaj, constituit dintr-o peliculă de grosime $\lambda/2$, care asigură transmisia unor semnale mai constante decît la cuplarea directă și o uzură practic nulă a cristalului piezoelectric.

Problema evaluării mărimii defectelor în scopul elaborării unor criterii raționale de acceptare sau de respingere a pieselor cu defecte interne a făcut obiectul unor cercetări efectuate la Institutul de cercetări în transporturi și telecomunicații [6], [7]. Prin stabilirea unor corecții, s-a ajuns la concluzia că se poate folosi o singură diagramă AVG, indiferent de tipul de instalație ultrasonică întrebuințat, în scopul evaluării mărimii defectelor interne aflate în cîmpul depărtat.

Pe baza corelației care s-a dovedit că există între unele constante de propagare a undelor elastice printr-un material și gradul de oboseală a acestuia, în cadrul Centrului de cercetări tehnice al Academiei R.P.R. de la Timișoara se efectuează cercetări asupra fenomenului de oboseală, folosindu-se în acest scop ca instrument de investigație ultrasunetul.

Aplicarea în practică a defectoscopiei ultrasonice în țara noastră a urmărit :

— depistarea defectelor interne din piese, în diferite faze de fabricație ;

— controlul rezistenței pieselor, care în urma folosirii au suferit un anumit grad de uzură ;

— cercetarea structurii și calității metalelor ;

— controlul calității îmbinărilor (suduri, lipituri etc.).

Cum era și normal, în R.P.R. defectoscopia ultrasonică s-a aplicat pentru prima dată la controlul pieselor de dimensiuni mari, caz în care alte metode de control nedistructiv nu dădeau rezultate, precum și al pieselor la care trebuia asigurată o deplină siguranță în exploatare. Datorită acestui fapt primele piese controlate cu ajutorul ultrasunetelor au fost osiile de locomotive și de vagoane de cale ferată, atît cele noi fabricate, cît și cele care în urma rulajului puteau să prezinte fisurări incipiente sau avansate. În prezent controlul ultrasonic al osiilor în stadiul de fabricație se efectuează în mod curent la Uzinele „Grivița roșie" din București și la Uzina „Progresul" din Brăila [8].

Tot din motive de siguranța circulației, defectoscopia ultrasonică a fost introdusă pentru prima dată în R.P.R., ca o probă obligatorie și standardizată încă din anul 1955 (STAS 2857 —55). Pentru aplicarea acestei măsuri, atelierele regionale C.F.R. au fost dotate cu instalații de control cu ultrasunete. Pentru a exista o identitate și reproductibilitate a indicațiilor obținute în urma controlului cu aparate de același tip la centre de verificare diferite, Institutul de cercetări în transporturi și telecomunicații a elaborat o metodă eficace de reglaj a sensibilității aparatelor [9].

Rezultatele favorabile obținute prin folosirea de palpatoare înclinate au determinat introducerea acestora pe o scară tot mai largă la controlul osiilor de vagoane [9].

La Combinatul metalurgic Reşiţa, defectoscopia cu ultrasunete este folosită la controlul calităţii lingourilor, a unor semifabricate turnate, brute sau prelucrate (chiulase de motoare, elemente de turbină, piese ale vehiculelor de cale ferată etc.), a unor semifabricate forjate, precum şi a unor produse laminate, în special table [10].

Introdus în anul 1961, la Uzina „1 Mai" din Ploieşti, controlul ultrasonic a fost extins continuu; în prezent cu ajutorul acestei tehnici se controlează arborii principali de la troliul instalaţiilor de foraj, axele turbinelor, blumuri şi ţagle etc., folosindu-se palpatoare normale şi ţevile turlei instalaţiei 4 LD, precum şi burlanele pentru turbine şi dispozitivul de ridicare al turlei T-50, folosindu-se în acest scop palpatoare înclinate [11].

La Uzinele „Electroputere" din Craiova, o dată cu intrarea în fabricaţie a locomotivei Diesel electrice, a fost introdus controlul cu ultrasunete al laminatelor feroase folosite la construcţia scheletului metalic, în special profile I pentru lonjeronul locomotivei şi traversele de susţinere. Cu concursul Centrului de cercetări tehnice al Academiei R.P.R. de la Timişoara s-au elaborat instrucţiuni de control al profilelor laminate (I 330x297x10x17), din care se confecţionează lonjeroanele, atît pentru controlul manual prin contact direct, cît şi pentru controlul automatizat prin tehnica imersiunii [12].

Tot prin metode ultrasonice se controlează piese şi subansambluri turnate (carcasa motorului de tracţiune a locomotivei, carcase şi scuturi pentru motoarele electrice etc.), precum şi piese forjate, cum ar fi axele motoarelor electrice [13].

În scopul precizării cît mai corecte a defectului existent în interiorul unei piese metalice, în cadrul laboratoarelor uzinale s-a procedat fie la secţionări de piese presupuse a avea defecte interne, examinîndu-se suprafaţa secţionată, fie la verificarea succesivă a unor piese şi a unor epruvete în care au fost practicate în prealabil defecte artificiale, comparînd indicaţiile obţinute pe ecranul aparatului [11], [14].

Un domeniu în care defectoscopia ultrasonică îşi găseşte o utilizare destul de largă în ţara noastră este controlul calităţii îmbinărilor şi în special al sudurilor. Metodele ultrasonice se aplică în această direcţie în cadrul Inspectoratului de stat pentru cazane şi instalaţii de ridicat [15], al Laboratorului central al Ministerului Industriei Petrolului şi Chimiei, al Atelierelor Nicolina din Iaşi [16]. Rezultatele favorabile obţinute de către Întreprinderea de montaje centrale electrice din Bucureşti pe mai multe şantiere din ţară, în urma aplicării la controlul calităţii sudurilor a metodelor ultrasonice, au determinat înlocuirea în perioada anilor 1963—1964 a controlului cu surse de radiaţii nucleare în 83% din cazuri prin defectoscopia ultrasonică [17].

Pentru controlul cu ultrasunete al şinelor sudate, în cadrul Institutului de cercetări în transporturi şi telecomunicaţii s-a aplicat o metodă care foloseşte două palpatoare legate în paralel, funcţionînd prin reflexie, palpatoarele fiind deplasate de-a lungul şinei, în sensuri contrare. Totodată s-a pus la punct şi o metodă originală de evaluare a mărimii defectelor.

Necesitatea efectuării controlului nedistructiv al metalelor în sectorul industrial din ţara noastră a determinat achiziţionarea de diferite tipuri de defectoscoape ultrasonice. Dacă acum cîţiva ani nu existau decît cîteva exemplare de asemenea aparate, în prezent numărul lor depăşeşte o sută. Trebuie menţionat că n-a existat preocuparea construirii în ţară de defectoscoape ultrasonice, cu o singură excepţie — o instalaţie de control cu ultrasunete — proiectată şi construită la Institutul de cercetări electrotehnice.

Pe măsura extinderii în practică a defectoscopiei ultrasonice, s-a constatat necesitatea elaborării unor normative sau standarde de stat, care să asigure un control obiectiv şi uniform. Efectuarea acestei operaţii întîmpină însă serioase dificultăţi, pe de o parte datorită lipsei unei normări judicioase şi precise pe plan mondial, în ţări cu o experienţă mai vastă în acest domeniu, şi, pe de altă parte, datorită dificultăţii de apreciere a calităţii materialului pe baza unor indicaţii indirecte, dependente în cea mai mare măsură de condiţiile de lucru.

Ca un prim început în această direcţie a fost întocmit un standard de stat, avînd ca titlu „Examinarea ultrasonică — Terminologie şi simboluri", intrat în vigoare în cursul anului 1964.

Pentru o interpretare cît mai unitară a rezultatelor obţinute de către operatori diferiţi, lucrînd însă cu aceleaşi tipuri de defectoscoape, au fost întocmite instrucţiuni pentru etalonarea şi întreţinerea defectoscoapelor Siemens I şi Siemens II, folosite în reţeaua de control a căilor ferate. Aceste instrucţiuni sînt fixate în normele elaborate de Centrul de cercetări tehnice al Academiei R.P.R. în colaborare cu Institutul de cercetări în transporturi şi telecomunicaţii [18].

O iniţiativă s-a luat şi în ceea ce priveşte standardizarea metodelor ultrasonice aplicate la controlul sudurilor [19]. Pentru controlul sudurilor cap la cap a şi fost elaborat un normativ în cadrul Inspectoratului de stat pentru cazane şi instalaţii de ridicat.

*

Din cele expuse reiese că, în Republica Populară Romînă, defectoscopia ultrasonică a pătruns adînc în procesul de control nedistructiv al metalelor. La aceasta au contribuit avantajele evidente pe care le prezintă metodele ultrasonice de control, rezultatele meritorii ale cercetărilor efectuate de specialiştii romîni în acest domeniu şi acţiunea de stimulare şi de îndrumare dusă în această direcţie de către Comisia de acustică a Academiei R.P.R. Prin organizarea, în toamna anului 1964, a primei consfătuiri privind ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", prin organizarea de cursuri de specializare pentru inginerii din producţie, care folosesc metode ultrasonice, prin acordarea de asistenţă tehnico-ştiinţifică unităţilor interesate, prin sprijinirea tipăririi de manuale şi cărţi tratînd probleme de ultraacustică în general şi de defectoscopie ultrasonică în special, Comisia de acustică a căutat să stimuleze cercetarea fundamentală în ramura ultraacusticii şi să ajute introducerea în practică a metodelor ultrasonice de măsurare şi control. În viitor ea va colabora strîns în scopul polarizării activităţii de cercetare şi de aplicare pe o scară mult mai mare a defectoscopiei ultrasonice în industrie, cu Comisia de sudură a Academiei R.P.R., deoarece cu toate rezultatele pozitive obţinute pînă în prezent sîntem doar la un început de drum.

Este necesar ca metodele ultrasonice de control să fie generalizate în sectoarele în care ele şi-au dovedit pe deplin eficienţa şi să fie introduse în alte sectoare, în care cu siguranţă vor da bune rezultate.

---

[1] *Bernath, A.* şi *Iovitiu, E.* Contribuţii la studiul corelaţiei dintre transparenţa ultrasonică şi structura osiilor de vagoane de cale ferată. Academia R.P.R. Baza de cercetări ştiinţifice Timişoara. Studii şi cercetări, Ştiinţe tehnice, **VII** (1960), nr. 3–4. [2] *Bernath, A.* şi *Şerban, Vl.* Cercetări asupra corelaţiei dintre transparenţa ultrasonică, structura şi caracteristicile mecanice ale osiilor de vagoane. Bucureşti, Editura transporturilor şi telecomunicaţiilor, 1963. [3] *Şontea, S.* şi *Băltănoiu, M.* Experimentări privind mărimea gradului de atenuare a undelor ultrasonice în structura aliajelor şi legătura cu proprietăţile mecanice ale acestora. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [4] *Bernath, A.* şi *Herlescu, T.* Asupra transferului de energie ultrasonică printr-un strat lichid. Academia R.P.R. Baza de cercetări ştiinţifice Timişoara. Studii şi cercetări ştiinţifice, **V** (1958), nr. 3–4. [5] *Bernath, A.* Contribuţii la studiul transferului impulsurilor ultrasonice prin pelicula de cuplare a palpatorilor. Academia R.P.R. Baza de cercetări ştiinţifice Timişoara, Studii şi cercetări, Ştiinţe tehnice, **VII** (1960), nr. 1–2. [6] *Şerban, Vl.* Stabilirea unei corecţii pentru utilizarea unei singure diagrame particulare $V = f(Dd, x)$ pentru evaluarea mărimii defectelor în cîmpul depărtat. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [7] *Şerban, Vl.* Precizări în problema evaluării mărimii defectelor cu palpatoare înclinate. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [8] *Malschi, V.* şi *Gherco, C.* Utilizarea controlului ultrasonic la fabricaţia osiilor de vagoane la Uzina ,,Progresul" Brăila. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [9] *Şerban, Vl.* Utilizarea defectoscopiei ultrasonice în exploatarea feroviară. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [10] * * * Defectoscopia ultrasonică. Experienţa Combinatului metalurgic Reşiţa. Bucureşti, I.D.T., 1961. [11] *Guţanu, M.*, *Burduloiu, T.* şi *Adam, T.* Tipurile defectelor depistate cu ajutorul controlului ultrasonic aplicat la semifabricate şi piese finite de la instalaţiile de foraj. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [12] *Bernath, A.*, *Ioviţiu, E.* şi *Safta, V.* Controlul ultrasonic al lonjeroanelor pentru locomotivele Diesel electrice. Academia R.P.R. Baza de cercetări ştiinţifice Timişoara. Studii şi cercetări, Ştiinţe tehnice, **X** (1963), nr. 2. [13] * * * Defectoscopia prin ultrasunete a pieselor turnate din oţel şi a laminatelor. Experienţa Uzinelor ,,Electroputere" Craiova. Bucureşti, I.D.T., 1963. [14] *Băltănoiu, M.*, *Şontea, S.* şi *Slapciu, G.* Cercetări privind sensibilitatea controlului cu ultrasunete a unor laminate folosind defecte artificiale. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [15] *Vlădescu, M.* Defectoscopia prin ultrasunete a îmbinărilor sudate cap la cap. Bucureşti, I.D.T. 1964 [16] *Mocanu, R.*, *Iliescu, G.* şi *Şerban, Vl.* Controlul sudurilor cu ajutorul ultrasunetelor. Bucureşti, I.D.T., 1964. [17] *Forje, A.* Asupra controlului cu ultrasunete al sudurilor la conducte din oţel aliat de grosimi mari, în montajul centralelor electrice. Lucrările consfătuirii ,,Metode ultrasonice de măsurare şi control", Bucureşti, 1964. [18] *Bernath, A.*, *Ioviţiu, E.*, *Safta, V.*, *Constantinescu, Z.* şi *Şerban, Vl.* Defectoscopia ultrasonică a osiilor de vagoane. Partea II. Memoriul 1. Norme de etalonare şi întreţinere a defectoscoapelor Siemens I şi Siemens II, Memoriu, Baza de cercetări ştiinţifice a Academiei R.P.R. Timişoara, 1961. [19] *Vlădescu, M.* Contribuţii la precizarea unor probleme ale defectoscopiei ultrasonice a sudurilor în vederea standardizării. În: Standardizarea, **16** (1964), nr. 9.

CD 620.179.18;621.791

Le contrôle nondestructif à ultrasons en Roumanie

MIRCEA GRUMĂZESCU et ALEXANDRU BERNATH

La défectoscopie ultrasonore — la nouvelle technique permettant le contrôle nondestructif des métaux — s'est considérablement développée en Roumanie ces dernières années, en ce qui concerne aussi bien les recherches scientifiques, que les applications pratiques.

Des recherches sont effectuées, en ce domaine, au Centre de recherches techniques de l'Académie de la R.P.R., à Timişoara, à l'Institut de recherches sur les transports et les télécommunications, à Bucarest, ainsi que dans certains laboratoires des grandes usines. Une série de ces études, ayant pour objet d'établir une corrélation entre la transparence ultrasonore, la microstructure et les caractéristiques mécaniques des divers métaux et alliages, ont trouvé une application immédiate dans le contrôle des essieux des wagons. Le problème du couplage entre l'émetteur, respectivement le récepteur d'ultrasons, et la pièce à examiner, en vue d'obtenir le transfert d'énergie optimum, a constitué l'objet d'une autre série de recherches scientifiques. En partant de la corrélation entre certaines constantes de propagation des ondes élas-

tiques à travers un matériau et le degré de fatigue de celui-ci, on étudie le phénomène de la fatigue, en utilisant, à cette fin, les ultrasons comme instrument d'investigation.

En Roumanie, la défectoscopie ultrasonore a été appliquée pour la première fois, d'une part, au contrôle des pièces de grandes dimensions où les résultats fournis par les autres méthodes de contrôle nondestructif sont pratiquement inutilisables et, d'autre part, aux pièces qui doivent offrir une sécurité absolue dans l'exploitation. C'est pourquoi les premières pièces contrôlées à l'aide des ultrasons ont été les essieux des locomotives et des wagons de chemin de fer, aussi bien ceux sortant de l'usine, que ceux susceptibles de présenter des fissures plus ou moins avancées par suite du roulage. Et c'est toujours pour des raisons de sécurité de la circulation que la défectoscopie ultrasonore a été introduite comme un essai obligatoire, réglementé pour la première fois en Roumanie par des normes d'état, en 1955.

Dans un grand nombre d'établissements industriels, la défectoscopie ultrasonore est aujourd'hui couramment appliquée au contrôle de la qualité des lingots, des pièces coulées brutes ou usinées, telles que les culasses de moteur, les arbres du treuil des installations de forage, les arbres des turbines, les pièces des locomotives et des wagons de chemin de fer, les pièces d'acier laminées pour la construction de la locomotive Diesel-électrique, les tôles de diverses épaisseurs, etc.

Un domaine où la défectoscopie ultrasonore est largement utilisée en Roumanie est constitué par le contrôle de la qualité des assemblages et surtout des soudures. Les bons résultats fournis par la vérification des soudures des tubes de grande épaisseur, utilisés pour le montage des centrales thermoélectriques, ont déterminé le remplacement, dans la période 1963 — 1964, des méthodes basées sur des radiations nucléaires par la défectoscopie ultrasonore, dans une proportion de 83%.

Au fur et à mesure de l'extention de l'application pratique de la défectoscopie ultrasonore, la nécessité d'élaborer des normes, capables d'assurer un contrôle objectif et uniforme, s'est imposée. Le début dans ce domaine a été fait par l'élaboration d'une norme fixant la terminologie et les symboles dont on se sert dans la technique du contrôle par ultrasons. Elle a été suivie par une norme concernant l'application du contrôle par ultrasons des soudures bout à bout.

C'est aux évidents avantages qu'offrent les méthodes ultrasonores, aux excellents résultats obtenus par les spécialistes roumains dans ce domaine, ainsi qu'à l'action de stimulation et de coordination de la Commission d'acoustique de l'Académie de la R.P.R. que la défectoscopie ultrasonore doit son développement actuel en Roumanie.

CZ 620.17 :389.6 :621.791(498)

Stadiul actual al standardizării încercărilor de metale în R.P.R.

RADU SLĂTINEANU

Acţiunea de standardizare, privită fie în ansamblu, fie prin prisma unui domeniu mai restrîns, trebuie pentru a-şi atinge scopul să se înscrie în elementele caracteristice ale epocii : calitate, progres tehnic, industrializare, automatizare, ritm economic accelerat etc., sau, altfel spus, să fie în permanenţă în pas cu dezvoltarea tehnică.

Este cunoscut faptul că, pentru asigurarea calitativă a unei producţii, sub aspectul presscripţiilor, sînt necesare, pe lîngă condiţii tehnice pentru produsul respectiv, şi metode de verificare a acestor condiţii : metode de analiză, de încercare şi de verificare a parametrilor calitativi şi dimensionali, atît în timpul procesului tehnologic de producţie, cît şi cu ocazia operaţiilor de recepţie finală a produsului. O premisă esenţială a acestor metode de încercări şi analize este ca în condiţii identice să asigure o reproducere a rezultatelor, cu grade de precizie limitate, astfel încît să fie asigurată noţiunea de comparabilitate a rezultatelor. În acest spirit a fost abordată elaborarea standardelor din domeniul încercărilor de metale, care, în decursul celor peste 16 ani de viaţă de la aprobarea primului standard din domeniul respectiv, au evoluat şi ele prin revizuiri, completări etc.

În restrînsa familie a încercărilor de metale, care poate fi considerată ca o temelie indispensabilă dezvoltării domeniului de standardizare a metalelor şi aliajelor, există la ora actuală circa 50 standarde. Succesiunea de elaborare a acestora nu a fost însă totdeauna cea firească, dictată de o logică tehnică, în speţă de un profil evolutiv. În prima fază a acţiunii de standardizare s-au elaborat proiecte pentru metodele clasice cu cea mai largă răspîndire, pentru acoperirea imediată a unor necesităţi stringente ale proceselor de producţie şi de recepţie, ca de exemplu încercări statice de duritate, încercarea la tracţiune a metalelor şi cîteva încercări tehnologice. Aceste standarde au fost ulterior revizuite sau, mai precis, reelaborate pe baza unei documentaţii internaţionale mult mai vaste, îndeosebi a recomandărilor ISO, avînd de data aceasta la bază şi date cifrice din experienţa tînără a laboratoarelor uzinale şi de cercetări din ţară. Totodată s-a întocmit şi o schiţă de profil de perspectivă a domeniului, în vederea completării acestei categorii de standarde cu teme noi, impuse de necesitatea verificării şi a altor parametri, din ce în ce mai numeroşi, prescrişi în specificaţiile tehnice ale produselor metalice. Faza descrisă, a doua din ciclul standardelor de încercări, poate fi considerată ca efectiv încheiată astăzi, cînd, după cum se va vedea mai departe, există practic standarde pentru totalitatea încercărilor mecanice şi a determinărilor metalografice şi metalurgice corespunzînd tipurilor de caracteristici şi parametri prescrişi. Faza a treia, cea actuală, constă în armonizarea tuturor acestor standarde într-un tot unitar, efectuîndu-se micile retuşuri prin modificări sau chiar revizuiri, dacă este cazul, prin operaţii de coordonare şi de completare, ţinere la zi şi prezentare sinoptică a domeniului.

În rîndurile care urmează se vor analiza aceste standarde, pe grupe specifice, atît sub aspectul critic, cît şi comparativ, faţă de recomandările Organizaţiei internaţionale de standardizare ISO.

În primul rînd trebuie menţionat standardul de clasificarea încercărilor mecanice ale metalelor, care cuprinde tipurile de solicitări : la tracţiune, compresiune, încovoiere, răsucire, forfecare, presiune locală (duritate) şi solicitări compuse, tipuri care la rîndul lor se subdivid, după modul de solicitare (statică, respectiv dinamică), după variaţia în timp (acţiune constantă, progresivă, regresivă, oscilantă, unică sau repetată) şi după durată (scurtă, lungă). Încercările tehnologice sînt clasate tot după tipul şi modul de solicitare.

Grupa încercărilor la tracţiune este acoperită de trei standarde generale (tracţiunea metalelor la temperatura obişnuită, la temperaturi scăzute şi determinarea limitei de curgere la temperaturi ridicate) şi de alte cinci standarde specifice tipurilor de produse (tracţiunea oţelului beton, a tablelor şi benzilor subţiri, a sîrmelor, a cablurilor din oţel şi ţevilor fără sudură).

Toate aceste standarde corespund integral recomandărilor ISO (bineînţeles pentru care există asemenea recomandări).

Trebuie menţionat aici că în timp ce ISO tratează separat încercările pentru oţel şi acele pentru metale şi aliaje neferoase, la noi s-a ales soluţia tratării comune, în acelaşi standard a ,,încercării metalelor'', făcînd, atunci cînd este cazul, diferenţierile şi precizările de rigoare pentru neferoase, spre a se evita numeroasele repetări ale unor capitole care nu depind de natura metalului încercat (terminologie, simbolizare, condiţiile impuse aparaturii etc.).

La această grupă de standarde, ca o sugestie pentru viitor, ar fi concentrarea tuturor capitolelor de terminologie şi simbolizare aferente diferitelor încercări la tracţiune într-un nou proiect, ceea ce ar duce la ,,aerarea'' standardelor de metodă propriu-zisă.

Grupa încercărilor statice de durată cuprinde, pe lîngă un standard de terminologie şi simboluri (indispensabil în această ramură de încercări încă în fază incipientă la scară uzinală), un standard de încercare de fluaj al oţelurilor la temperaturi ridicate, fără întreruperea încercării, şi un standard de încercare la relaxare la temperatură obişnuită (destinat îndeosebi pentru sîrmele folosite în beton pretensionat). Faţă de ISO există în plus încercarea de relaxare ; în schimb nu s-a adoptat încercarea de fluaj cu întreruperea încercării, nepracticată în laboratoarele noastre.

Pentru *încercările statice de compresiune şi de încovoiere* există cîte un standard, domeniul lor de aplicabilitate fiind însă mai restrîns ; compresiunea nu este o caracteristică de recepţie decît la anumite aliaje neferoase, iar încovoierea este tratată specific fontelor.

Solicitarea de *încovoiere dinamică* este verificată prin încercările de rezilienţă, pentru care există două standarde: rezilienţa la temperatura obişnuită şi la temperatură scăzută. Pentru alinierea şi în ce priveşte epruveta de rezilienţă la recomandarea ISO (epruveta cu adîncimea crestăturii de 5 mm), deoarece în ţară se foloseşte curent epruveta Mesnager (adîncimea crestăturii de 2 mm), a fost necesară efectuarea unui studiu bazat pe ruperea în paralel a circa 1 000 epruvete tip ISO şi Mesnager, prelevate şi prelucrate în mod riguros identic, spre a stabili un coeficient de corelare, cu gradul respectiv de aproximaţie, între valorile rezilienţei ISO (KCU 30/5) şi Mesnager (KCU 30/2).

Studiul a fost efectuat de către Baza Academiei R.P.R. din Timişoara în colaborare cu Oficiul de stat pentru standarde, rezultatele confirmînd atît coeficientul de echivalare din Euronorm 10-55, cît şi valorile comparative publicate în Stahl-Eisen Kalender 1958 pentru rezilienţa determinată cu aceste două tipuri de epruvete. Pe baza rezultatelor obţinute s-au trecut în standardele de produs valori pentru ambele tipuri de rezilienţă, în prima etapă rezilienţa ISO avînd doar un caracter informativ. Faţă de recomandarea ISO, standardul romîn de rezilienţă admite în plus şi efectuarea încercărilor pe aşa-numite epruvete înguste (10 × × 5 × 55 mm) pentru cazurile cînd grosimea produsului nu permite prelevarea epruvetei normale (10 × 10 × 55 mm), cum este cazul tablelor între 6 şi 12 mm grosime.

Actualmente, pentru verificarea construcţiilor metalice se foloseşte din ce în ce mai mult rezilienţa pe epruvete cu crestătură în V, fapt pentru care apare ca necesară fie completarea standardului existent cu acest tip de epruvetă, fie elaborarea unui nou proiect pentru această încercare.

Grupa solicitărilor oscilante este reflectată doar prin două standarde : unul de terminologie şi simboluri şi altul pentru încercarea la oboseală prin încovoiere rotativă. Trebuie relevat faptul că, în ultimul timp, în şirul caracteristicilor mecanice ale diferitelor oţeluri sînt date şi valori pentru rezistenţa la oboseală prin încovoiere rotativă (σ_{-1}), cum este cazul oţelurilor carbon de calitate (STAS 880-60). Valorile indicate au, în această primă etapă, doar caracter informativ, urmînd a fi verificate în timp, prin încercări în industrie, pe măsura dotării uzinelor cu utilajul de încercare corespunzător. Prescrierea acestor valori este consecinţa finală a unor ample studii făcute pentru acest tip de solicitări asupra anumitor mărci de oţeluri romîneşti, de către cercetătorii Bazei din Timişoara a Academiei R.P.R.

Ca lucrări în curs în acest domeniu trebuie citată tema „Prelucrarea şi interpretarea rezultatelor încercărilor la oboseală”.

Domeniul încercărilor de duritate, sub aspectul standardizării, este acoperit doar prin metodele statice, cele dinamice, datorită dispersiei mari a rezultatelor, nefiind folosite în practică la încercări de recepţie.

Excepţie face doar încercarea de duritate prin respingere elastică cu scleroscopul Shore, care, cu toată imprecizia ei, este totuşi folosită curent la determinări pe produse foarte mari şi grele, care nu pot fi verificate prin metodele statice obişnuite. Poate că nu ar fi lipsită de utilitate standardizarea acestei metode pentru stabilirea unor condiţii univoce pentru aparat, mod de lucru etc. Celelalte metode dinamice, fie ele cu sarcină constantă (de exemplu ciocan tip Baumann), fie cu sarcină variabilă (de exemplu ciocan tip Poldi), se folosesc doar ca metode indicative, în ciclul proceselor tehnologice, fără ca rezultatele lor să poată constitui temeiuri pentru calificarea finală a calităţii produselor metalice.

Metodele statice Brinell, Rockwell şi Vickers, devenite în decursul timpului clasice în ce priveşte duritatea, sînt standardizate şi în R.P.R., existînd o concordanţă perfectă şi cu prevederile recomandărilor ISO pentru aceste metode. În ce priveşte încercarea Brinell, sînt standardizate bilele de 10 mm, 5 mm şi 2,5 mm diametru şi o gamă de sarcini între 3 000 kgf şi 31,2 kgf funcţie de gradele de solicitare „k” de 30, 10 sau 5.

La încercarea Rockwell, prin revizuirea standardului în 1958, s-a renunţat la tipul de duritate cunoscut sub denumirea de Rockwell A (penetrator conic de diamant, cu valoarea sarcinii totale de 60 kgf), menţinîndu-se doar tipurile Rockwell C (penetrator conic de diamant cu sarcină totală de 150 kgf) şi Rockwell B (penetrator sferic de oţel cu sarcină totală de 100 kgf).

Încercarea Vickers obişnuită acoperă un domeniu de sarcini de la 100 kgf pînă la 5 kgf. S-au elaborat standarde şi pentru încercările Vickers a straturilor şi a pieselor subţiri, folosind sarcini între 5 kgf şi 1 kgf şi pentru încercările de microduritate care folosesc microsarcini între 0,5 kgf şi 0,005 kgf. Astfel este acoperit în totalitate întregul domeniu de sarcini, pentru metoda de încercare cu piramide de diamant.

Faţă de alte prescripţii cu circulaţie internaţională, în standardul romîn pentru încercarea Vickers cu sarcini mici, alegerea sarcinii în funcţie de grosimea piesei şi de duritatea probabilă se face cu ajutorul unei nomograme, spre a se evita influenţa suportului.

În ce priveşte plăcuţele etalon de duritate, prescripţiile pentru gradarea lor sînt cuprinse într-un proiect de standard ce urmează a fi definitivat în cursul anului 1965.

Domeniul încercărilor statice de duritate este completat, ca şi în majoritatea ţărilor, de un standard cuprinzînd o tabelă comparativă a cifrelor de duritate obţinute prin cele trei metode clasice, precum şi o coloană cu valorile corespunzătoare ale rezistenţei la tracţiune σ_r (informativ), indicîndu-se pe intervale de valori şi erorile tolerate pentru respectivele metode.

Pe baza unor cercetări susţinute din cadrul centrului de forţe — Timişoara, al Institutului de Metrologie, s-au stabilit şi verificat o serie de nomograme, precum şi condiţiile necesare pentru asigurarea posibilităţii de determinare a durităţii Vickers pe suprafeţe curbe, la care raportul dintre diametrul de curbură a suprafeţei şi diagonala urmei de duritate este mai mic decît 100. Această temă face obiectul unui proiect de standard, menit să lărgească sfera de aplicabilitate a standardelor pentru metodele de încercare a durităţii şi în acelaşi timp să completeze acest domeniu.

Consider că într-un viitor apropiat va fi necesară şi elaborarea unui standard pentru încercări de duritate statice la cald (Brinell) pentru temperaturi pînă la 400°C. Totodată nu ar fi lipsită de utilitate existenţa unui standard cu caracter de recomandare cuprinzînd prescripţii pentru dispozitivele de aşezare a pieselor de încercat, în vederea asigurării unor condiţii corespunzătoare pentru numeroasele forme de piese, condiţii de aşezare care constituie un element primordial în asigurarea obţinerii unor rezultate de încercare de duritate concludente.

Grupa încercărilor tehnologice ale metalelor, sub aspectul standardizării, prezintă o oarecare neomogenitate de tratare, în sensul că o parte din standardele acestei grupe tratează metodele propriu-zise ca atare (încercări de îndoire, la refulare, la îndoire alternată) aplicabile mai multor tipuri de produse; alte standarde se referă la metode specifice doar unui anumit tip de produs (încercarea la răsucire a sîrmei, la înfășurare a sîrmei, la dublă îndoire a tablei subțiri, la ambutisare Ericksen) și, în sfîrșit, există standarde pentru toate încercările tehnologice aferente unei familii de produse (de exemplu încercările tehnologice ale țevilor din oțel). De asemenea, pentru încercările sudurilor executate prin topire, cap la cap, respectiv de colț, există două standarde complexe tratînd toate încercările la care se supun aceste suduri, adică atît încercările de rezistență, cît și cele de duritate și tehnologice (standardul pentru încercări cap la cap este în curs de revizuire pentru eliminarea prescripțiilor, la recomandările internaționale de standardizare recent apărute).

Ca lucrări în curs privind încercările tehnologice se menționează revizuirea încercării la îndoire a metalelor și elaborarea unui proiect nou cu tema ,,Încercările tehnologice pentru determinarea ambutisabilității tablelor". De asemenea a fost atacată problema sudabilității oțelului, în primă etapă figurînd un proiect cu noțiunile de bază, care urmează a fi completat în anul viitor de unul sau mai multe standarde cu metode de încercare a sudabilității. Totodată trebuie relevată preocuparea existentă în Oficiul de stat pentru standarde privind reconsiderarea în ansamblu a încercărilor tehnologice în vederea omogenizării, în măsura posibilului, a modului de tratare, respectiv de prezentare, a acestor încercări.

În încheierea prezentării stadiului standardizării în domeniul încercărilor mecanice merită a fi menționată elaborarea încă în cursul acestui an a două proiecte cu caracter general, și anume : ,,Marcarea probelor pentru încercări mecanice", ținîndu-se seamă de proiectul de recomandare ISO 527, și ,,Procedee de sudare și de tăiere a epruvetelor pentru încercarea proprietăților mecanice ale metalului cusăturii".

Încercările nedistructive au fost abordate relativ recent de standardizare, pînă la ora actuală existînd doar un standard de terminologie pentru defectoscopia nedistructivă și altul cu prescripții pentru controlul cu raze X și γ a îmbinărilor sudate.

În această grupă de încercări, folosită pe scară din ce în ce mai largă, în practica industrială, dar relativ săracă în standarde, urmează să se abordeze cît de curînd o temă privind prescripțiile de apreciere a calității radiografiilor și a gamagrafiilor produselor metalice și, eventual, o altă temă în legătură cu determinările cu ajutorul pulberilor magnetice (magnetoflux).

Metalografia în schimb este practic total acoperită ; terminologia constituenților, a structurilor și a defectelor metalografice este amplu tratată în două standarde, completate de un bogat material ilustrativ. Recent, într-un domeniu învecinat a fost aprobat un standard de terminologia defectelor la piese turnate, de asemenea ilustrat cu material fotografic. De curînd a fost revizuit și actualizat standardul de luarea și pregătirea probelor pentru analiza metalografică. Domeniul este completat de scările convenționale pentru fotografiile metalografice și de cîteva standarde de scări etalon pentru oțeluri și fonte cuprinzînd etaloane metalografice pentru diverse formații structurale, defecte, incluziuni nemetalice, mărimea grăuntelui austenitic, mărimea grafitului lamelar, respectiv a celui nodular în fonte etc.

În acest domeniu există relativ puține recomandări internaționale ; chiar și în alte standardizări naționale domeniul este relativ sărac reprezentat.

Așa-numitele *determinări metalurgice*, denumire prin care s-au desemnat încercările mai complexe avînd însă în majoritatea cazurilor la bază tot procedee metalografice, sînt reprezentate prin standarde pentru metoda microscopică de determinare a conținutului de incluziuni nemetalice în oțeluri (în curs de revizuire), a stratului decarburat, a grăuntelui austenitic, a sensibilității la îmbătrînire a oțelului după deformare plastică la rece și metoda Jomminy pentru determinarea adîncimii la călire a oțelului. Toate metodele standardizate corespund prescripțiilor din recomandările ISO. În curs este elaborarea unui proiect pentru adîncimea stratului cementat la oțeluri.

În acest domeniu se poate afirma că sînt practic acoperite necesitățile privind determinările specifice aprecierii din punctul de vedere al calității metalurgice a oțelurilor.

În încheiere ar mai fi de adăugat cîteva cuvinte despre domeniul *coroziunii metalelor*, recent atacat de standardizare, în baza unui profil studiat în cadrul Oficiului de stat pentru standarde. Acțiunea de standardizare s-a început printr-o terminologie generală, urmată de diverse metode pentru determinarea grosimii acoperirilor metalice.

În curs este un proiect pentru determinarea aspectului acoperirilor metalice, precum și mai multe proiecte de prescripții pentru acoperiri cu diferite metale pe cale termică, chimică și electrolitică.

Grupul *încercărilor de uzură* este abia în faza de studiu sub aspectul standardizării. Și aici va fi necesar un studiu de profil de lucru ținînd seamă pe de o parte de modul logic de desfășurare a acțiunii de standardizare într-un anumit domeniu, dar totodată și de realitățile faptice : experiența și dotarea laboratoarelor noastre privind încercările la uzură.

*

După cum rezultă din succinta prezentare, standardizarea încercărilor de metale a constituit o permanentă preocupare, atît ca domenii atacate, cît și ca o continuă actualizare a metodelor respective, pentru a fi la nivelul recomandărilor internaționale. La ora actuală se poate afirma că domeniul este practic acoperit pentru satisfacerea în bune condiții a cerințelor din laboratoarele unităților productive.

Totuși acțiunea de standardizare în acest domeniu este departe de a fi terminată; ea trebuie și va fi continuată cu perseverență într-o permanentă colaborare atît cu institutele de cercetări ale Academiei, cu cele departamentale, cît și cu laboratoarele uzinale care, în final, sînt beneficiarii zilnici ai standardelor de încercări, veghind la asigurarea calității produselor livrate, și ca atare sînt factorii cei mai în măsură să contribuie la promovarea acestei acțiuni.

*

În anexă se dă o listă cu titlurile prescurtate ale standardelor de încercări de metale, actualmente în vigoare, grupate în ordinea prezentării lor în rîndurile de mai sus.

ANEXĂ

Lista standardelor de încercări de metale în vigoare (titluri prescurtate)

Încercări de rezistență	*STAS*
Tracțiune metale	200—61
Tracțiune la temperaturi scăzute	6834—63
Tracțiune oțel beton	6605—62
Tracțiune table și benzi sub 3 mm	2649—59
Tracțiune sîrme	6951—64
Tracțiune cabluri oțel	2172—62
Tracțiune țevi fără sudură	6718—63
Limita de curgere la cald	6638—62
Terminologie, încercări statice de durată	6637—62
Fluaj, fără întreruperea încercării	6596—62
Compresiune	1552—50
Încovoiere fontă	1660—55
Reziliență	1400—59
Reziliență la temperaturi scăzute	6833—63
Terminologie, solicitări oscilante	E 6488—61
Oboseală prin încovoiere rotativă	5878—58
Încercări de duritate	
Brinell	165—58
Rockwell	493—58
Vickers	492—58
Vickers cu sarcini mici	6623—62
Microduritate	7057—64
Tabelă comparativă, durități	R 883—58
Incercări tehnologice	
Îndoire	777—59
Dublă îndoire, table subțiri	2080—51
Îndoire alternată	1177—59
Refulare	2233—61
Ambutisare Ericksen	2112—63
Răsucire sîrmă	1750—50
Înfășurare sîrmă	6622—62
Incercări produse	
Țevi de oțel (încercări tehnologice)	1111—59
Suduri cap la cap	5540—57
Suduri de colț	5976—58
Segmenți de piston auto și compresoare	6927—64
Defectoscopie	
Control cu radiații X și Gama a sudurilor	E 6606—62
Terminologia defectoscopiei ultrasonice	6914—64
Metalografie	
Terminologia constituenților și a structurilor	5000—55
Terminologia defectelor	5500—56
Scări etalon fonte și oțeluri	5998—58
Structuri și scări etalon fonte turnate	6905—64
Etaloane metalografice pentru cementită structural liberă (extras din)	6450—61
Luarea și pregătirea probelor metalografice	4203—63
Scări convenționale pentru fotometalografice	4448—54
Determinări metalurgice	
Incluziuni nemetalice din oțeluri	5949—61
Strat decarburat la oțeluri	6258—60
Mărimea grăuntelui austenitic	5490—56
Adîncimea de călire (Jomminy)	4930—61
Sensibilitatea la îmbătrînire după deformare plastică la rece	6774—63

---

[1] Colecția de standarde romîne STAS pentru încercările metalelor. [2] Colecția de recomandări ISO pentru încercările metalelor. [3] Euronorm 10—55. [4] DIN — Taschenbuch 19 Materialprüfnormen für metallische Werkstoffe, 1961. [5] Stahl—Eisen Kalender, 1958. [6] Kammer der Technik— — Merkblätter — Betriebs Werkstoff — Kontrolle DDR Karl Marx-Stadt, 1957. [7] *Nădășan, Șt.*, *Horovitz, B.*, *Bernath, Al.* și *Safta, V.* Oboseala metalelor. București Ed. tehnică, 1962. [8] *Rațiu, M.* și *Slătineanu, R.* Încercări comparative de reziliență pe epruvete ISO și Mesnager. În: Standardizarea, nr. 5, 1958; 6, 1958; 4, 1959. [9] *Rațiu, M.* Încercarea durității la suprafețele curbe. În: Standardizarea, nr. 11, 1962. [10] *Rațiu, M.* Despre clasificarea încercărilor mecanice ale materialelor. În: Standardizarea, nr. 6, 1961. [11] *Slătineanu, R.* Proiect de recomandare ISO nr. 527 referitor la luarea și pregătirea probelor și a epruvetelor din oțel coroiat (comentariil a...) În: Standardizarea, nr. 9, 1964. [12] *Rațiu, M.* și *Popescu, P.* Tehnica măsurării forțelor. București, Ed. de stat didactică și pedagogică, 1961. [13] *Slătineanu, R.* Măsurarea caracteristicilor mecanice ale metalelor. București, Ed. tehnică 1958.

CD 620.17 :389.6 :621.791 (498)

État actuel de la normalisation des essais de métaux en Roumanie

RADU SLĂTINEANU

L'auteur présente un aperçu sur le stade actuel des normes pour essais de métaux et suit le développement de l'activité de normalisation dans ce domaine, depuis son commencement.

Après un aperçu sur les étapes parcourues durant seize ans, notamment depuis la parution de la première norme d'essais, il est fait mention d'environ cinquante normes actuellement en vigueur, étudiées dans leur ensemble et comparées avec les recommandations ISO.

Pour cette analyse synthétique, l'auteur a groupé ces normes, suivant une classification usuelle, en normes pour essais de résistance, essais de dureté, essais technologiques, essais nondestructifs, essais métallographiques et essais métallurgiques.

Il est fait mention, dans chaque groupe, des normes actuelles, en insistant sur l'homogénéité de la présentation, si c'est le cas, ou en critiquant le manque d'homogénéité, comme par exemple dans la classe des normes pour essais technologiques.

De même, on insiste sur la parfaite concordance avec les recommandations ISO, en précisant les préoccupations actuelles de l'Office roumain pour normes, ainsi que ses travaux.

Il résulte que certains essais sont suffisants pour les nécessités pratiques, c'est-à-dire qu'ils peuvent satisfaire les besoins courants d'essais de réception pour tous paramètres prescrits par les normes de produits. C'est en général le cas des essais de traction, de dureté, des essais technologiques et métallographiques.

La situation n'est pas la même dans le cadre des essais de fatigue, des essais nondestructifs et des essais de corrosion où la normalisation est loin d'être complète.

Enfin, il est fait aussi mention de la classe des essais d'usure qui est pour le moment encore en phase d'étude.

En conclusion, on constate que l'ensemble des normes en vigueur à l'heure actuelle pour les essais de métaux correspond aux nécessités pratiques de l'industrie, ce qui ne veut pas dire que le travail de recherche soit fini dans ce domaine. On continuera cette tâche par la collaboration des instituts de recherche de l'Académie, des instituts qui dépendent des ministères, ainsi que des laboratoires des usines qui, parce qu'ils utilisent les normes d'essais, sont les plus indiqués pour contribuer à l'accomplissement de ce travail.

Une annexe à l'article comprend une liste des normes roumaines en vigueur à l'heure actuelle pour les essais de métaux.

CZ 669.14.018.62 :669.14.018.29

Alegerea şi controlul oţelurilor pentru construcţii din punctul de vedere al sudabilităţii

VIOREL MICLOŞI

În procesul de alcătuire a unei construcţii sudate, alegerea oţelului la proiectare şi controlul calităţii oţelului pe parcursul realizării construcţiei sînt momente esenţiale.

Pînă nu de mult, siguranţa unei construcţii se cerceta, în general, pe baza comparării solicitărilor datorite sarcinilor cu o solicitare critică. Depinzînd de caracteristicile construcţiei, această solicitare critică este funcţie în unele cazuri de limita de curgere, rezistenţa la oboseală etc., iar în alte cazuri, de modulul de elasticitate, gradul de zvelteţe etc. [1]. Practica inginerească a demonstrat însă că satisfacerea acestor două grupe de condiţii privind tensiunile, respectiv stabilitatea, nu este suficientă pentru garantarea unei comportări corespunzătoare [2]. Cercetarea unui mare număr de defectări în domeniul vaselor sau recipientelor sub presiune, podurilor etc., a scos în evidenţă necesitatea de a se lua în considerare la proiectarea construcţiilor şi aspectele privind ruperea casantă. În strînsă legătură cu aceasta au apărut problemele de sudabilitate. O dată cu ele, soluţia corectă din punct de vedere tehnic şi economic a alegerii unui anumit oţel devine funcţie şi de aceste noi aspecte.

Industria metalurgică modernă este astăzi astfel organizată, încît în cadrul unui aceluiaşi oţel, din punctul de vedere al limitei de curgere, al rezistenţei la rupere şi al alungirii la rupere, ea poate produce oţeluri de calitate diferită din punctul de vedere al altor însuşiri, care nu intră ca mărimi de calcul în lucrările de proiectare, ca de exemplu rezilienţa la diferite temperaturi sau rezistenţa faţă de învechire [3], [4].

Dacă între aceste clase de calitate nu ar exista diferenţe de preţ, atunci problema alegerii oţelului ar fi epuizată o dată cu alegerea raţională a rezistenţei la rupere sau a limitei de curgere, impunîndu-se producerea numai a clasei cu cele mai bune însuşiri asociate. Cum situaţia reală este diferită, proiectarea construcţiilor trebuie privită şi din punctul de vedere al sudabilităţii; se alege nu oţelul cel mai bun, implicit cel mai scump, ci oţelul potrivit pentru construcţia sau elementul de construcţie în cauză.

Criteriile pe baza cărora este posibilă o alegere a oţelurilor din punctul de vedere al sudabilităţii rezultă din analiza factorilor care influenţează sudabilitatea.

În lumina cunoştinţelor actuale, definiţia sudabilităţii care întruneşte acordul celor mai mulţi cercetători are următoarea formă: se consideră că un material este sudabil într-o anumită măsură, pentru un scop dat, dacă prin aplicarea unei anumite tehnologii este potrivit pentru realizarea unei îmbinări care să corespundă condiţiilor de exploatare date.

O definiţie concisă, care conţine într-o formă generală elementele definiţiei anterioare, este dată într-o recomandare de standardizare (C.A.E.R.) sub forma: sudabilitatea oțelurilor este o caracteristică complexă care determină — în condiții de sudare date — aptitudinea lor tehnică pentru realizarea unor anumite îmbinări [5].

Necesitatea de a sistematiza multiplele aspecte ale sudabilității, apărute pe măsura îmbogățirii cunoștințelor din acest domeniu, a dus la defalcarea acestei noțiuni. Astfel, se propun două noțiuni derivate: comportarea la sudare (Schweisseignung; joinability) și siguranța sudurii (Schweissicherheit; performance) [6], [7], [8]. Această împărțire apare și în recomandarea de standardizare RS 16—62 [5], cu toate că nu se specifică termenii necesari pentru denumirea celor două aspecte ale sudabilității.

Prin o comportare bună la sudare se înțelege posibilitatea ca, prin aplicarea unei anumite tehnologii, să se obțină o îmbinare sudată lipsită de defecte — fisuri, pori, incluziuni. Comportarea la sudare la o tehnologie dată depinde exclusiv de material.

Al doilea aspect, siguranța sudurii, se referă la însușirea îmbinării sudate — al cărei material a suferit influența unei anumite tehnologii de sudare și care este supusă, într-o anumită construcție, unui cîmp poliaxial de tensiuni variabile — de a nu i se altera în măsură inacceptabilă calitățile tehnice și a nu tinde spre rupere casantă la temperatura de exploatare.

Trebuie menționat însă că aceste două noțiuni — comportarea la sudare și siguranța sudurii — se întrepătrund sub anumite aspecte. O anumită comportare la sudare reprezintă o condiție prealabilă pentru realizarea siguranței sudurii. Reciproc, un același oțel, cu o comportare determinată la sudare, poate fi potrivit pentru o anumită construcție și nepotrivit pentru altele, în funcție de concepția constructivă, condițiile de realizare și condițiile de exploatare ale acesteia.

În ceea ce privește condițiile generale privind metodele de determinare a comportării la sudare și a siguranței sudurii, care nu formează obiectul acestui articol, trebuie subliniat un aspect care poate clarifica importanța celor două noțiuni derivate.

Comportarea la sudare, referindu-se la îmbinarea sudată ca atare, neîncadrată într-o construcție, poate fi determinată pe probe sudate de dimensiuni mici, cu rigiditate redusă, neîncastrate sau solicitate din afară, într-un fel oarecare, în timpul sudării și răcirii probei. Spre deosebire de aceasta, siguranța sudurii se determină pe probe de dimensiuni mai mari, sudate în condiții apropiate de cele existente în cadrul unei construcții și ținînd seamă de condițiile reale de solicitare care apar [9], [10], [11].

Aceste încercări nu sînt însă potrivite pentru o supraveghere curentă a calității oțelului și, din acest motiv, făcîndu-se anumite concesii, se utilizează și epruvete mici, prevăzute cu crestături.

Pornind de la constatarea că sudabilitatea, concepută așa cum s-a arătat anterior, depinde atît de factorii de material — compoziția chimică, modul de elaborare și prelucrare etc. — cît și de alți factori independenți de material — tehnologie, concepție constructivă, condiții de exploatare etc. — rezultă că alegerea oțelurilor din punctul de vedere al sudabilității trebuie să se bazeze pe anumite criterii considerate în etape.

O primă etapă constă în stabilirea unor clase de calitate în funcție de anumite caracteristici de material rațional alese.

O a doua etapă constă în considerarea cantitativă a factorilor independenți de material concentrați într-un indice de pericol astfel stabilit, încît să se țină seamă de importanța lor relativă.

În a treia etapă se stabilește legătura dintre clasele de calitate și indicele de pericol în așa fel, încît să fie asigurată o anumită comportare în exploatare a construcției sau elementului de construcție.

Pe această cale, bazîndu-se pe existența unor clase de calitate pentru oțeluri, a fost stabilită de către Bierett o metodă inginerească de alegere a oțelurilor carbon, nealiate, pentru construcții sudate [12].

Stadiul actual al cunoștințelor nu a permis încă o fundamentare științifică strictă a diferiților factori care intervin în metoda Bierett și, din acest motiv, se prevede o îmbunătățire treptată a ei. Este însă un început valoros, ceea ce îi asigură o răspîndire din ce în ce mai largă, în unele părți formînd chiar baza pentru un standard [13].

Pentru exemplificarea împărțirii oțelului în clase de calitate din punctul de vedere al sudabilității se recurge la anteproiectul ISO—592F [3], [14]. Se menționează că în cele ce urmează se tratează numai oțelurile carbon moi pentru construcții.

În conformitate cu acest anteproiect se stabilesc patru clase de oțel, în funcție de temperatura pînă la care reziliența determinată pe epruvete Charpy V (ISO—148) nu scade sub valoarea 3,5 mkgf/cm^2. Valorile acestei temperaturi ϑ, pentru fiecare clasă de calitate, sînt arătate în tabela 1.

Tabela 1

Clasa de calitate	*A*	*B*	*C*	*D*
ϑ, °C	—	+20	0	−20

Anteproiectul subliniază însă că valoarea rezilienței și temperaturile de încercare recomandate nu trebuie considerate în mod necesar ca fiind în relație directă cu comportarea în exploatare. Aceste criterii servesc numai la clasificarea oţelurilor după aptitudinea lor de a rezista la ruperea fragilă.

Se pune însă problema măsurii în care rezilienţa este potrivită pentru caracterizarea materialului din punctul de vedere al tendinţei spre rupere fragilă şi în ce măsură aplicarea criteriului $K \geqslant 3{,}5$ mkgf/cm^2 la temperatura de exploatare conferă siguranţa necesară construcţiilor.

Pentru a răspunde la prima întrebare trebuie să se ţină seamă de faptul că, în general, nu există materiale cu comportare fragilă şi materiale cu comportare plastică, ci există doar stări fragile şi stări plastice [15]. Conform cunoştinţelor actuale, factorii care, la un material dat, determină existenţa uneia dintre cele două stări sau trecerea dintr-o stare în cealaltă sînt : spaţialitatea sistemului de tensiuni (raportul dintre tensiunile pe trei direcţii principale), temperatura şi viteza de solicitare. În cazul încercării la rezilienţă apare posibilitatea de a pune în acţiune toţi aceşti trei factori, cu valori capabile să determine o comportare fragilă a materialului. Existenţa crestăturii asigură instaurarea unei stări triaxiale de tensiuni, iar caracterul dinamic al încercării provoacă viteze mari de deformare. În ceea ce priveşte temperatura, încercarea poate fi uşor realizată la temperatura dorită. În ce măsură însă condiţiile calitative şi cantitative realizate cu ocazia încercării la rezilienţă corespund celor existente în momentul amorsării şi propagării ruperii fragile într-o construcţie este o problemă neelucidată încă integral. Din acest motiv, încercarea la rezilienţă nu este privită ca un criteriu absolut în problema ruperii fragile, dar rămîne, în momentul de faţă, criteriul de bază pentru controlul curent al oţelurilor.

În legătura cu cele precizate apare o ilustrare grafică schematică (Orovan) a condiţiilor în care are loc trecerea de la comportarea plastică la comportarea fragilă (fig. 1).

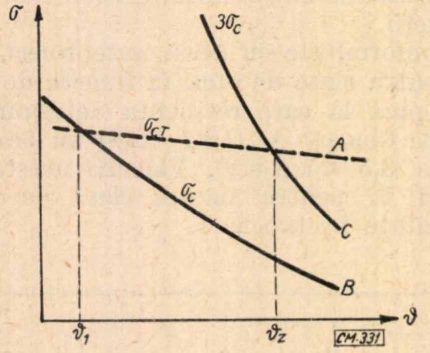


Fig. 1

Curba A reprezintă variaţia în raport cu temperatura ϑ a coeziunii tehnice σ_{CT}, presupusă că variază relativ puţin cu temperatura. Curba B redă dependenţa de temperatură a limitei de curgere σ_c determinată în absenţa unei crestături. Cercetări recente au arătat că în prezenţa unei crestături, în cazul cel mai defavorabil, tensiunea necesară pentru deformare plastică este circa 3 σ_c[16]. Variaţia tensunii $3\sigma_c$ în raport cu temperatura este dată de curba C. În conformitate cu această reprezentare, materialul se comportă fragil în absenţa unei crestături şi la viteză foarte mică de aplicare a sarcinii, dacă $\sigma_c < \sigma_{CT}$, adică la temperaturi sub ϑ_1. În prezenţa unei crestături, condiţia $3\sigma_C < \sigma_{CT}$ este satisfăcută la o altă temperatură $\vartheta_2 > \vartheta_1$.

Răspunsul la a doua întrebare formulată anterior, privind siguranţa conferită construcţiilor prin respectarea criteriului $K \geqslant 3{,}5$ mkgf/cm^2 la temperatura minimă de exploatare, poate avea numai un caracter statistic.

În această chestiune trebuie subliniat în primul rînd faptul că valoarea $K = 3{,}5$ mkgf/cm^2 nu a rezultat în urma unor consideraţii teoretice, ci a izvorît din cercetarea statistică a materialului din care au fost realizate construcţiile sudate, avariate în exploatare prin rupere fragilă.

Ancheta internaţională întreprinsă de către comisia IX I.I.S. a dat pînă acum o serie de rezultate provizorii [17].

Din 31 de cazuri cercetate — 14 din domeniul recipientelor sub presiune şi 17 din domeniul construcţiilor navale — în 28 de cazuri, temperatura la care s-a produs avaria a fost sub temperatura de tranziţie a oţelului din dreptul locului de amorsare a ruperii fragile. Se menţionează că temperatura de tranziţie este definită drept temperatura la care rezilienţa determinată pe epruvete Charpy V nu este mai mică decît 3,5 mkgf/cm^2.

Valoarea rezilienţei oţelului, în locul de amorsare a ruperii fragile, pentru temperatura de avarie, a avut următoarele valori medii : nave (12 cazuri) — 2,0 mkgf/cm^2; rezervoare (10 cazuri) — 1,7 mkgf/cm^2. În cazul oţelurilor de mare rezistenţă, această valoare medie s-a ridicat la 2,3 mkgf/cm^2 (3 cazuri).

S-a putut remarca, de asemenea, faptul că oţelul din zona în care s-a oprit ruperea fragilă a avut o rezilienţă egală sau mai mare decît oţelul din zona în care a pornit ruperea fragilă. Valorile rezilienţei în mkgf/cm^2 indicate în documentul I.I.S. sînt arătate în tabela 2.

Tabela 2

Tipul construcţiei	Nave (7 cazuri)	Recipiente (3 cazuri)
Zona de amorsare	2,7	1,5
Zona de oprire	3,8	3

Din concluziile prezentate în documentul I.I.S. arătat rezultă că ancheta întreprinsă a confirmat validitatea criteriului $K \geqslant 3{,}5$ mkgf/cm^2. Excepţiile semnalate arată însă că acesta nu reprezintă un criteriu absolut, riscul real de rupere depinzînd de asemenea de influenţa combinată a două grupuri de factori : crestături şi rigiditatea faţă de dilatări, contracţii şi deformaţii plastice.

Ţinînd seamă şi de influenţa pe care o are compoziţia chimică asupra sudabilităţii, anteproiectul ISO—592F prescrie pentru diferitele clase de calitate, conţinuturile maxime pentru C, S şi P arătate în tabela 3. Conţinutul de mangan se limitează la 1,5%, iar cel de siliciu la 0,55%.

Tabela 3

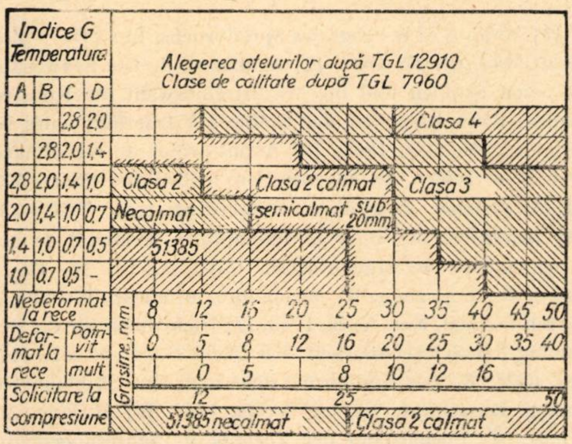
Clasa de calitate	Conţinutul maxim de C, %			Conţinutul maxim de	
	OL 37	OL 42	OL 52	P,%	S,%
A	0,25	0,31	—	0,1	0,075
B	0,25	0,27	0,25	0,075	0,062
C	0,19	0,23	0,23	0,055	0,055
D	0,19	0,23	0,23	0,050	0,050

Trebuie menţionat însă că încercarea la rezilienţă şi prescrierea unor limite pentru compoziţia chimică nu epuizează în toate cazurile problema controlului sudabilităţii. Se consideră însă că, în cazul oţelurilor carbon moi, aceste criterii pot să stea la baza stabilirii claselor de calitate.

Metodica alegerii clasei de calitate potrivite pentru o anumită construcţie sau element de construcţie se exemplifică cu ajutorul tabelei 4 [2]. Ea face parte din norma R.D.G. TGL-12910 şi are la bază o variantă a metodei propuse de Bierett [12]. Se menţionează, fără a intra în detalii, că între clasele de calitate la care se referă tabela 4 şi clasele cuprinse în anteproiectul ISO—592 există deosebiri.

Condiţiile pentru clasele de calitate la care se referă tabela 4 constituie obiectul normei R.D.G. TGL — 7960. Se subliniază, de asemenea, că în cele arătate anterior s-au menţionat separat elementele de construcţie şi construcţiile, deoarece, în conformitate cu tendinţele actuale, este raţională şi posibilă în multe cazuri realizarea diverselor elemente de construcţie ale unei aceleiaşi construcţii din oţeluri de calitate diferită.

Tabela 4



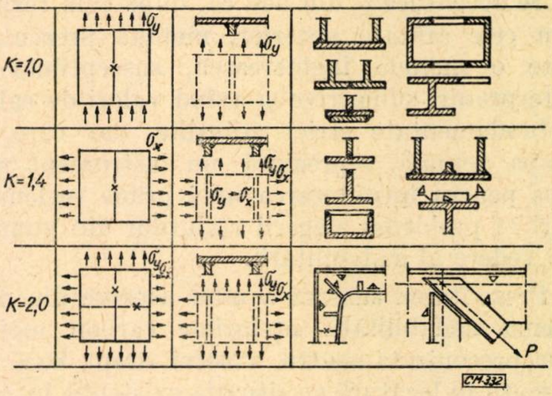
Indice G
Temperatura
A B C D
- - 2,8 2,0
- 2,8 2,0 1,4
2,8 2,0 1,4 1,0
2,0 1,4 1,0 0,7
1,4 1,0 0,7 0,5
1,0 0,7 0,5 -
Alegerea oţelurilor după TGL 12910
Clase de calitate după TGL 7960
Clasa 4
Clasa 2
Clasa 2 calmat
Clasa 3
Necalmat
semicalmat sub 20mm
51385
Nedeformat la rece
8 12 16 20 25 30 35 40 45 50
Deformat la rece
Potrivit
0 5 8 12 16 20 25 30 35 40
mult
0 5 8 10 12 16
Solicitare la compresiune
12 25 50
51385 necalmat
Clasa 2 calmat
Grosime, mm

După metoda în cauză, elementele de construcţie sînt împărţite în două grupe după natura solicitărilor : solicitate la compresiune şi solicitate la întindere.

Pentru cazul elementelor solicitate la compresiune, singurul criteriu de alegere a clasei de calitate este grosimea tablei sau grosimea mijlocie a peretelui profilului. Astfel, pentru grosimi sub 25 mm se prevede utilizarea oţelului St 38 necalmat, iar peste această grosime se prescrie oţel calmat de calitate 2 (tabela 4—*D*).

În cazul elementelor solicitate la întindere, alegerea clasei de calitate se face în mod mai complex, ţinîndu-se seamă de următoarele elemente : indicele de pericol *G*, temperatura de exploatare ϑ, grosimea tablei *t* şi gradul de deformare la rece.

Indicele de pericol *G* se calculează din produsul a trei factori, şi anume un factor constructiv *K*, un factor de avarie *S* şi un factor de solicitare *B*, adică : $G = K \cdot S \cdot B$.



K=1,0
K=1,4
K=2,0
σ_y
σ_x
$\sigma_y - \sigma_x$
P
CM332

Fig. 2

Factorul *K* ţine seamă de influenţa concepţiei constructive asupra tendinţei spre rupere fragilă. El are o valoare cu atît mai mare, cu cît este mai periculos sistemul de tensiuni care acţionează în elementul de construcţie respectiv. Pentru acest factor se prevăd trei valori, şi anume 1,0 ; 1,4 şi 2,0. Exemple pentru alegerea valorii factorului *K* sînt arătate în figura 2 (Neumann).

Factorul de avarie se alege între valorile 0,5—0,7—1,0 în funcţie de importanţa elementului respectiv pentru siguranţa construcţiei.

Valoarea $S = 0{,}5$ corespunde unor elemente secundare ale construcţiei. În cazul unor elemente mai importante pentru siguranţa construcţiei, se adoptă valoarea 0,7. Pentru elementele cele mai importante, care determină siguranţa întregii structuri de rezistenţă, se alege valoarea $S = 1$.

Factorul de solicitare *B* ţine seamă de viteza de creştere a solicitărilor şi prezintă două valori

1 și 1,4. Valoarea 1 se ia în considerare în cazul elementelor de construcție nesolicitate în regim de șoc. În cazul în care viteza de creștere a eforturilor depășește valoarea orientativă de $5\,000$ kgf/cm^2.s se adoptă, pentru B, valoarea 1,4.

Produsul obținut din înmulțirea celor trei factori arătați, adică indicele de pericol G, se rotunjește la cea mai apropiată dintre valorile : 2,8 ; 2,0 ; 1,4 ; 1,0 ; 0,7 ; 0,5.

Cu această valoare se determină în tabelă o linie orizontală, ținînd seamă și de temperatura de exploatare ϑ pentru care sînt prevăzute patru coloane corespunzătoare domeniilor : $\vartheta > 15°C$; $15°C > \vartheta > -10°C$; $-10°C > \vartheta > -25°C$; $\vartheta < -25°C$. La intersecția liniei orizontale astfel determinate cu linia verticală ridicată în dreptul grosimii t a elementului de construcție se citește clasa de calitate necesară.

Influența deformării la rece se ia în considerare prin decalarea spre stînga a scării grosimilor.

Se accentuează din nou că, după cum rezultă din cele arătate anterior, metoda prezentată este o metodă inginerească, susceptibilă de interpretări subiective și avînd valori de calcul nefundamentate strict științific, dar care, în etapa actuală, reprezintă un instrument prețios pentru introducerea unei prime reglementări în problema alegerii oțelurilor din punctul de vedere al sudabilității.

Prezentarea sumară a unor aspecte din problema sudabilității oțelurilor carbon moi a fost preconizată pentru a servi drept bază de discuții în legătură cu situația existentă în țara noastră.

În etapa actuală se constată lipsa unei reglementări unitare privind alegerea și controlul oțelurilor carbon moi destinate construcțiilor sudate. Pentru remedierea acestei situații se propun următoarele :

Reglementarea de bază să fie alcătuită din trei standarde, și anume : un prim standard A, în genul recomandării de standardizare C.A.E.R. RS 16—62 și al standardului cehoslovac CSN 05—1310, să cuprindă principiile de bază și dispozițiile generale privind sudabilitatea și încercarea sudabilității ; un asemenea standard se găsește în curs de elaborare.

Al doilea standard B, în genul standardului cehoslovac CSN 05—1312, să prevadă detaliat încercările și condițiile de încercare la sudabilitate.

Cel de-al treilea standard C, similar cu standardul german TGL — 12910, să cuprindă metodica alegerii oțelurilor carbon moi pentru construcții sudate.

Premisa necesară pentru introducerea standardului C este completarea condițiilor privind sudabilitatea, din STAS 500—63, oțel carbon obișnuit (mărci și condiții generale). Completarea necesară ar consta în esență în prescrierea unor clase de calitate din punctul de vedere al sudabilității, în genul claselor prevăzute de TGL—7960 și de anteproiectul ISO—592F.

În legătură cu aceasta se ridică și problema standardizării la noi a epruvetelor Charpy V, care se bucură de o recunoaștere unanimă în problemele de sudabilitate. Ele ar putea fi eventual prevăzute, în o primă fază, numai pentru încercările în legătură cu sudabilitatea.

Pînă la completarea STAS 500—63 în privința claselor de calitate, standardul C ar putea fi aplicat în legătură cu niște caiete de sarcini tip pentru aceste clase.

Față de propunerile cuprinse în acest punct pot să existe desigur multe obiecții, avîndu-se în vedere că și pe plan mondial există păreri deosebite în problema sudabilității.

Ele trebuie considerate ca un prim pas necesar pînă la elucidarea riguros științifică a tuturor aspectelor legate de sudabilitate. Activitatea practică nu poate aștepta și considerăm că o reglementare chiar incompletă, care să se bazeze însă pe rezultatele certe ale cercetărilor de pînă acum și pe experiența industrială verificată statistic, este de preferat situației în care o asemenea reglementare lipsește.

---

[1] *Rühl, K.* Zur Frage des Sprödbruchs. În : VDI — Zeitschrift, **104**, nr. 27, 1962. [2] *Neumann, A.* Die Schweissbarkeit von Stählen und die Werkstoffauswahl für Konstruktionen. Schweissbarkeit der Stähle III Internationales Kolloquium, Weimar, 1963. [3] Avant-projet de recommandation pour aciers de construction métallique ISO — 592F. [4] Allgemeine Baustähle Gütebedingungen TGL—7960. [5] Încercarea oțelurilor la sudabilitate. Principii de bază. Recomandare de standardizare C.A.E.R. RS 16—62. [6] *Stout, R. D.* și *Doty, W.* Weldability of steels. Welding Research Council, New York, 1953. [7] Richtlinien für die Beurteilung der Schweissbarkeit von Stahl R 14—62 ZIS-Halle. [8] *Rühl, K.* Die Sprödbruchsicherheit von Stahlkonstruktionen. Düsseldorf, Werner Verlag, 1959. [9] *Matting, A.* și *Ulmer, K.* Fachgebiete der Technik in Jähresübersichten ; Schweissen und Schneiden. În : VDI-Zeitschrift, **105**, nr. 24, 1963. [10] *Zeyen, K. L.* Neue Entwicklungen bei den Verfahren zür Prüfung der Schweissbarkeit und Sprödbruchempfindlichkeit von Stählen. În : Stahl u. Eisen, **82**, nr. 23 și 24, 1962. [11] *Koshiga Fusao.* On the notch toughness

of structural steel plates with special reference to propagation arrest. Document I.I.S. IX – 412–64. [12] *Bierett, G.* Güteauswahl der Stähle für geschweisste Konstruktionen mit Hilfe eines einfachen Klassifizierungsschemas. În : Bauingenieur, **34**, nr. 6, 1959, şi **35**, nr. 8, 1960. [13] Standard R.D.G. TGL–12910. [14] Document I.I.S. 22–59. [15] *Lasko, N.F.* şi *Lasko, S. V.* Nekotorîie problemî svarivaemosti metallov. Moscova, Maşghiz, 1963. [16] *Shank, M. E.* Control of steel construction to avoid brittle failure. Welding Research Council, New York, 1957. [17] Rapport provisoire sur l'enquête internationale sur les ruptures fragiles en service. Document I.I.S. IX–407–64.

CD 669.14.018.62 :669.14.018.29

Le choix et le contrôle des aciers pour constructions, du point de vue de la soudabilité

VIOREL MICLOŞI

L'article est conçu comme devant constituer un point de départ pour les discussions concernant l'établissement de plusieurs standards roumains qui réglementeraient le choix et le contrôle des aciers au carbone usuels, destinés aux constructions soudées. Il présente les prémisses nécessaires à l'élaboration de tels standards.

On souligne la nécessité de l'introduction d'une terminologie précise, surtout pour tout ce qui se rapporte à la soudabilité ; on montre l'importance de la réglementation des essais de soudabilité et d'une méthode qui aide à choisir le niveau de qualité de la soudabilité.

L'auteur propose de commencer par les trois standards suivants :

1. *La soudabilité des aciers. Principes fondamentaux et dispositions générales (en s'inspirant de la recommandation CAER RS 16–62 et du standard tchécoslovaque CSN–05–1310).*

2. *Le contrôle de la qualité des aciers au carbone usuels pour constructions soudées (en tenant compte du standard tchécoslovaque CSN 05–1312).*

3. *Le choix des aciers au carbone usuels pour constructions soudées (en prenant comme modèle le standard allemand TGL 12910).*

Pour l'introduction de ce dernier standard il convient de compléter le standard roumain 500–63 (acier au carbone usuel, marques et conditions générales) par l'établissement des classes de qualité pour la soudabilité. Comme étape intermédiaire, jusqu'à ce que le standard 500–63 soit complété, on propose l'élaboration de plusieurs cahiers de charge typiques.

CZ 624.953 :66 :665.5 :621.791

Executarea rezervoarelor cilindrice verticale sudate din oţel şi a altor vase tehnologice agabaritice din industria chimică şi petrolieră prin metoda înfăşurării

B. RUDNIŢCHI şi P. IONESCU

La construcţia instalaţiilor pentru rafinarea petrolului, precum şi a celor din industria chimică, o pondere mare o au lucrările de asamblare şi montare a rezervoarelor fără presiune pentru depozitarea fluidelor produse finite şi intermediare, cum sînt : rezervoare cilindrice în cazul lichidelor şi gazometre în cazul gazelor.

Capacitatea de producţie sporită a instalaţiilor moderne a dus la mărirea volumului rezervoarelor construite, cu atît mai mult cu cît consumul de metal pe metrul cub de volum depozitat scade sensibil cu creşterea capacităţii, de la 47 kgf/m^3 la rezervorul de 100 m^3, la 18,1 kgf/m^3 la rezervorul de 5 000 m^3.

În prezent, se construiesc în mod curent rezervoare metalice pentru depozitarea produselor petroliere, de 10 000 m^3 şi chiar mai mari, de asemenea, gazometre de 30 000—50 000 m^3.

Tehnologia actuală de execuţie a acestor rezervoare, atît la noi în ţară, cît şi în străinătate, comportă două faze, şi anume :

— executarea reperelor componente în uzină şi expedierea lor la şantier, fără o asamblare prealabilă ;

— asamblarea la poziţia de montaj a reperelor prelucrate şi îmbinarea lor definitivă prin sudare manuală cu arc electric.

Această tehnologie de execuţie, la care 3/4 din manopera totală (prelucrare şi montaj) se execută pe şantier, prezintă o serie de dezavantaje importante, dintre care se menţionează următoarele :

— număr mare de repere şi subansamble de montaj (200 — 1 000 buc.), pentru care se consumă manoperă suplimentară pentru sortare, manipulare şi ajustare ;

— utilizarea unei mari cantităţi de dispozitive ajutătoare pentru fixarea provizorie a reperelor între ele ;

— volum mare de operaţii de sudare care în proporţie de 70% sînt în consolă, verticale sau de plafon, şi care se execută manual cu productivitate mică ;

— durată mare a operaţiilor de asamblare şi sudare, datorită aplicării unei tehnologii precise de sudare care să asigure deformaţii minime ;

— construcţii de susţinere ajutătoare (schele, scări), necesare în volum mare ;

— abateri de la forma cilindrică în zona cordoanelor de sudură, datorită deformaţiilor locale ;

— productivitate mică a lucrărilor de asamblare şi montaj, care se execută, în majoritate, la înălţime.

Îmbunătăţirile aduse tehnologiei clasice pînă în prezent se referă numai la precizia de prelucrare şi la organizarea judicioasă a lucrărilor de asamblare şi montaj. În ultimii ani, în vederea mecanizării lucrărilor de sudare, s-au construit în diverse ţări instalaţii mobile, care permit sudarea automată cu CO_2 sau sub flux a cusăturilor circulare şi verticale (instalaţia Arcos). Utilizarea acestor instalaţii nu s-a extins, date fiind dificultăţile întîmpinate.

Un mod de rezolvare a acestei probleme s-a introdus în U.R.S.S. unde a fost studiată şi aplicată pe scară industrială o nouă metodă de execuţie, şi anume metoda înfăşurării sub formă de rulou.

Metoda execuţiei prin înfăşurare sub formă de rulou constă în asamblarea tuturor foilor de tablă care formează desfăşurata subansamblului respectiv, cu sudarea automată sub flux a cusăturilor, succesiv pe ambele părţi, şi înfăşurarea acesteia, pe măsura execuţiei, sub formă de rulou cu diametrul de 2 800 mm şi lungimea corespunzătoare lăţimii maxime a desfăşuratei. Această fază se realizează la o instalaţie specială, instalaţia de înfăşurare, cu ajutorul căreia se asigură execuţia continuă a rulourilor. Ruloul astfel format se transportă la locul de montaj unde se derulează la diametrul final, în cazul corpului, sau sub formă plană, în cazul fundului.

Prin aplicarea metodei înfăşurării se obţin avantaje deosebite care au determinat adoptarea ei şi în ţara noastră.

Din iniţiativa Întreprinderii de montaje Bucureşti din cadrul M.I.P.C. s-a proiectat şi construit în cadrul întreprinderii o instalaţie de înfăşurare originală, amplasată în incinta rafinăriei din Oraşul Gheorghe Gheorghiu-Dej. De la punerea ei în funcţiune (septembrie

1963) au fost executate, într-un interval de 12 luni, un număr de 88 bucăți subansamble înfășurate, avînd o greutate totală de 890 tf și reprezentînd corpuri de rezervoare de la 100 — 5 000 m³, telescoape și clopote de gazometre de 3 000 — 50 000 m³. S-a realizat la acestea un volum de 31 000 m sudură automată sub flux.

Aplicarea practică a metodei înfășurării sub formă de rulou a necesitat elucidarea teoretică și experimentală a procesului de îndoire elasto-plastic la care este supus semifabricatul din tablă, cum și îmbinările sudate, prin înfășurare în rulou.

Studiile și experimentările efectuate în U.R.S.S. au dus la unele constatări și concluzii

Prin înfășurare sub formă de rulou, semifabricatul din tablă suferă o îndoire elastoplastică. Raportul dintre cele două feluri de deformații, exprimat prin raza de curbură în stare liberă după procesul de înfășurare, cum și prin mărimea tensiunilor interne, depinde de trei factori : limita de curgere a materialului, grosimea foilor de tablă și raza de înfășurare care în general este constantă. Mărimea razei de curbură remanentă, cum și valoarea tensiunilor interne în stare liberă după înfășurare sînt date în tabela 1 pentru diverse limite de curgere și grosimi de material, în cazul cînd raza de înfășurare este de 1,4 m.

Tabela 1

Mărimea măsurată	Limita de curgere σ_c, kgf/mm²	Grosimea foii de tablă, mm						
		4	5	6	7	8	10	12
Raza de curbură în stare liberă, m	24	25,5	8,2	5,1	3,9	3,2	2,6	2,3
	28	215,4	15,6	7,6	5,1	4,0	3,0	2,6
	32	—	46,7	12,3	7,1	5,1	3,5	2,9
Tensiunile interne normale, kgf/mm²	24	4,4	7,1	8,6	9,6	10,1	10,8	11,2
	28	2,0	6,1	8,7	10,1	10,9	12,0	12,6
	32	0	4,4	7,9	10,9	11,5	13,1	14,0

Prin desfășurare la montaj la raza din proiect se introduc, în general, tensiuni suplimentare în fibrele extreme ale materialului, ale căror mărime și sens depind de grosimea materialului și de raza de montaj. Astfel, la virolele inferioare unde raza în stare liberă este mică, tensiunile de montaj se adaugă la cele inițiale, în timp ce la grosimi mici (virolele superioare) unde raza inițială este mai mare decît cea de montaj, tensiunile introduse sînt de sens contrar celor din virolele inferioare.

Tensiunile interne locale datorită cusăturilor sudate scad după înfășurare ca valoare absolută și nu sînt constante în lungul secțiunii considerate.

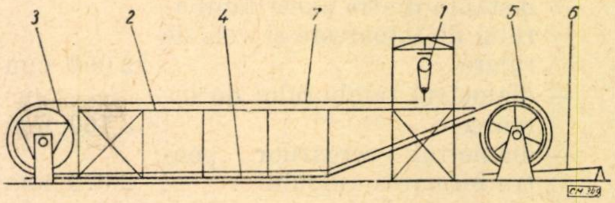


Fig. 1. Schema funcțională a instalației :

1 — electropalan ; *2* — platformă superioară ; *3* — tambur de întoarcere neantrenat ; *4* — platformă inferioară ; *5* — tambur de înfășurare antrenat ; *6* — platformă de descărcare ; *7* — semifabricat din tablă.

Cu toate că tensiunile interne și deformațiile permanente produse în material, la executarea prin înfășurare sub formă de rulou, sînt mai mari decît cele care apar în cadrul tehnologiei obișnuite, totuși, ele nu depășesc limitele admise în construcțiile metalice obișnuite. Astfel, normele în vigoare prevăd o limită de 2% pentru valorile relative ale deformației permanente, în timp ce, în cazul execuției prin înfășurare, valoarea maximă a acesteia este de 10 ori mai mică. În timpul umplerii rezervorului, tensiunile interne scad sensibil datorită eforturilor unitare de sens contrar care apar datorită sarcinii.

Instalația proiectată și construită în țara noastră, a cărei schemă funcțională este arătată în figura 1, prezintă o serie de particularități, care îi dau caracterul de originalitate. Instalația a fost proiectată și dimensionată pentru executarea rezervoarelor de maximum 5 000 m³ și a corpurilor cilindrice de gazometre pînă la 10 000 m³. Se pot executa de asemenea corpuri cilindrice interioare (telescoape și clopote) pentru gazometre pînă la 50000 m³. Caracteristicile instalației sînt următoarele :

— lățimea maximă a semifabricatului rulat 11 845 mm ;

— grosimea maximă a tablei care se rulează	10 mm;
— greutatea maximă a semifabricatului rulat	45 tf;
— lăţimea platformei	12 000 mm;
— distanţa dintre axele tamburului de întoarcere şi cele de rulare	22 600 mm;
— diametrul tamburului de întoarcere	3 100 mm;
— diametrul cercurilor pentru formarea ruloului	2 670 mm;
— viteza de deplasare a tablei	1,88 m/min;
— raportul total de multiplicare	4,62;
— sarcina de ridicare a electropalanului de alimentare	1 500 kgf;
— sarcina de ridicare a macaralei rotitoare în consolă	2 000 kgf;
— deschiderea macaralei rotitoare în consolă	6 700 mm;
— dimensiunile de gabarit ale instalaţiei:	
— lungime	28 500 mm;
— lăţime	17 600 mm;
— înălţime	6 640 mm;
— caracteristicile troliului electric de acţionare, de 5 tf sarcină:	
— forţă de tracţiune	5 000 kgf;
— viteza cablului	30 m/min;
— puterea	16 kW;
— greutatea totală a instalaţiei fără utilajele de deservire (grup acţionare, electropalane, trolii manuale, utilaje sudură)	49 000 kgf.

În figura 2 este dată vederea generală a instalaţiei şi părţile ei componente.

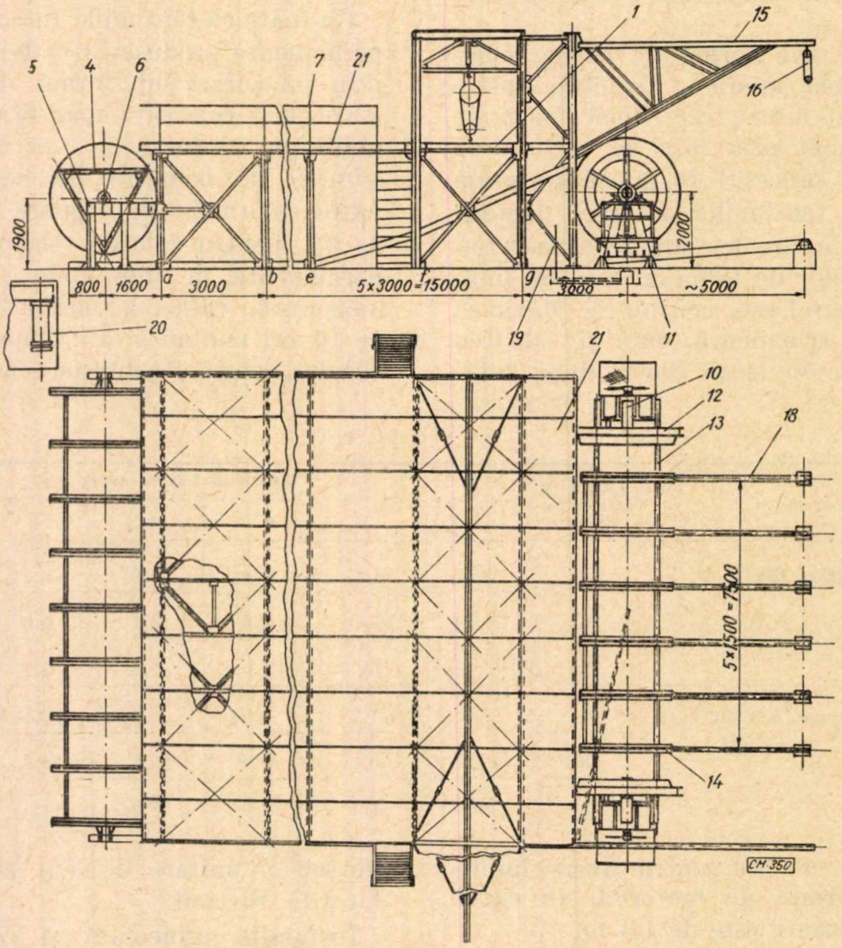


Fig. 2. Vedere generală a instalaţiei de rulare:

1 – cadru longitudinal; *2* – grindă transversală; *3* – grindă longitudinală de rigidizare; *4* – tambur liber; *5* – suport lagăr tambur liber; *6* – lagăr ∅ 115; *7* – balustradă; *8* – scară; *9* – grindă transversală electropalan; *10* – lagăr tambur de rulare; *11* – placă de bază; *12* – platou de antrenare; *13* – schelet tambur rulare; *14* – inel; *15* – macara consolă rotitoare; *16* – macara diferenţială 2 000 kg; *17* – electropalan; *18* – platformă de descărcare; *19* – dispozitiv pentru ridicarea platformei de descărcare; *20* – grup de acţionare; *21* – platformă superioară; *22* – platformă inferioară.

Aplicarea metodei înfăşurării sub formă de rulou a reclamat o serie de modificări constructive la proiectele existente, fie datorită metodei în sine, fie cerute de extinderea prefabricării şi la celelalte părţi ale rezervoarelor, şi anume:

— dispunerea alternativă a virolelor în locul celei telescopice;

— cusătură de montaj pe generatoare pe aceeași linie, pentru întregul corp, suprapusă, în loc de cusătură cap la cap de calotă;

— adoptarea construcției cu stîlp central și cu capacul prefabricat în sectoare (fig. 8), soluție ce permite mecanizarea montării capacului și care se execută concomitent cu desfășurarea ruloului corpului, față de cazul construcției cu ferme; totodată, stîlpul central servește drept suport pentru ruloul fundului.

La executarea rezervoarelor și gazometrelor se utilizează cu precădere pentru corp și fund laminate din oțel carbon calmat, care prezintă caracteristicile necesare de reziliență la temperatură scăzută. În cazul grosimilor mai mari decît 10 mm, se folosesc table din oțel slab aliat, cu limita de curgere ridicată ($\sigma_c > 35$ kgf/mm^2). Utilizarea de astfel de materiale permite extinderea metodei la rezervoare de capacități și mai mari.

Foile de tablă care constituie desfășurata corpului cilindric sînt aduse la instalație sub formă plană, tăiate la dimensiune și cu muchiile care se asamblează cap la cap, prelucrate prin rabotare. Asamblarea se face pe platforma superioară, ridicarea și transportul tablelor efectuîndu-se cu electropalanul care deservește instalația. Tipurile de cusături utilizate la construcția rezervoarelor sînt:

— cap la cap la cele transversale și longitudinale ale tablelor cu grosimi mai mari decît 6 mm;

— suprapuse de colț, mărimea suprapunerii fiind de 30—40 mm la cele longitudinale cu grosimea mai mică decît 6 mm și la cusături transversale cu grosimea tablei de 3 mm.

Sudarea foilor de tablă pe platforma superioară se execută automat sub flux, fără utilizarea pernelor de flux în cazul cusăturilor cap la cap. Ordinea de execuție a cusăturilor sudate este aceea indicată în figura 3, întîi cele longitudinale și apoi cele transversale. Ca aparataj de sudură se utilizează tipul AST 2, alimentarea făcîndu-se prin două convertizoare de sudură GES 500 legate în paralel. S-a optat pentru sudarea în curent continuu, dată fiind grosimea relativ mică a tablelor, deoarece variațiile de tensiune ale rețelei de alimentare influențează în mai mică măsură asupra parametrilor de sudare.

Buna desfășurare a operațiilor de sudare, în cazul cusăturilor cap la cap, este condiționată de asamblarea tablelor fără joc între muchii. De aceea, este necesar să se acorde o deosebită grijă la debitarea și rabotarea acestor muchii, pentru asigurarea unui joc minim.

Sîrma utilizată este S 10 M1, iar ca fluxuri se folosesc AN 348, Z 41, UM 90.

Cusăturile longitudinale suprapuse se execută discontinuu pe platforma superioară (fața interioară a corpului rezervorului), iar pe platforma inferioară, în mod continuu.

Controlul îmbinărilor sudate se realizează atît pe platforma inferioară pe porțiunea orizontală, cît și pe aceea a planului înclinat.

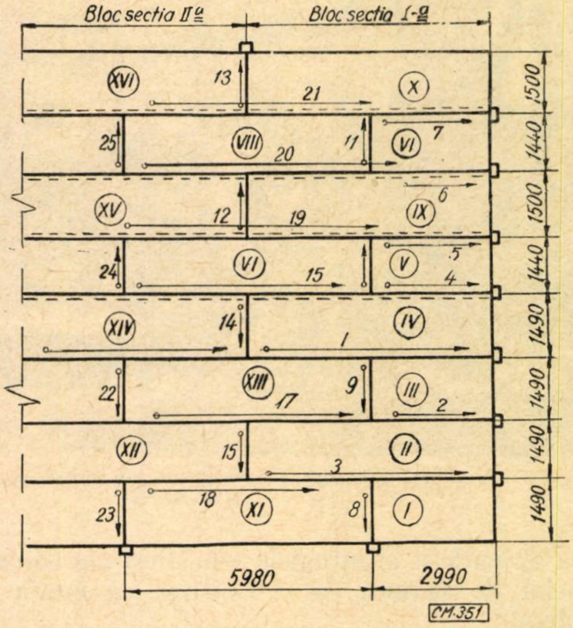


Fig. 3. Ordinea execuției cusăturilor sudate pe platforma superioară la un rezervor de 5 000 m³.

Se execută un control vizual și un control de etanșeitate al tuturor cusăturilor. Pentru controlul etanșeității se utilizează procedeul cu pernă de vid, care constă în crearea, pe o porțiune de cordon pe care s-a depus în prealabil un strat de spumă de penetrol cu apă, a unei depresiuni de 0,6—0,7 kgf/cm^2, depistîndu-se punctele de neetanșeitate. Vidul este creat printr-un dispozitiv cu ejector, cu ajutorul aerului comprimat.

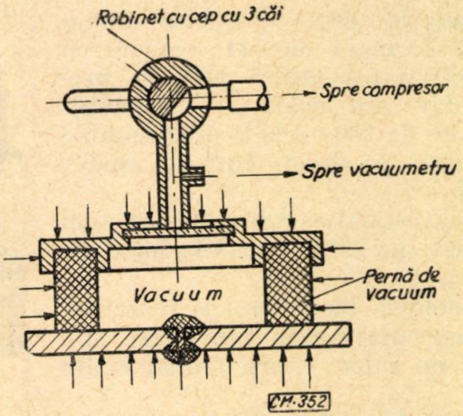


Fig. 4. Controlul de etanșeitate cu pernă de vid.

Perna de vid este formată dintr-o placă de sticlă organică și o ramă de cauciuc spongios care etanșează pe tablă, separînd camera de vid de atmosfera exterioară (fig. 4).

De asemenea, în porțiunea înclinată a platformei se realizează controlul nedistructibil cu raze gama. Tot pe porțiunea planului înclinat se execută și eventualele remedieri ale cordoanelor de sudură, ca și vopsirea cu miniu de plumb.

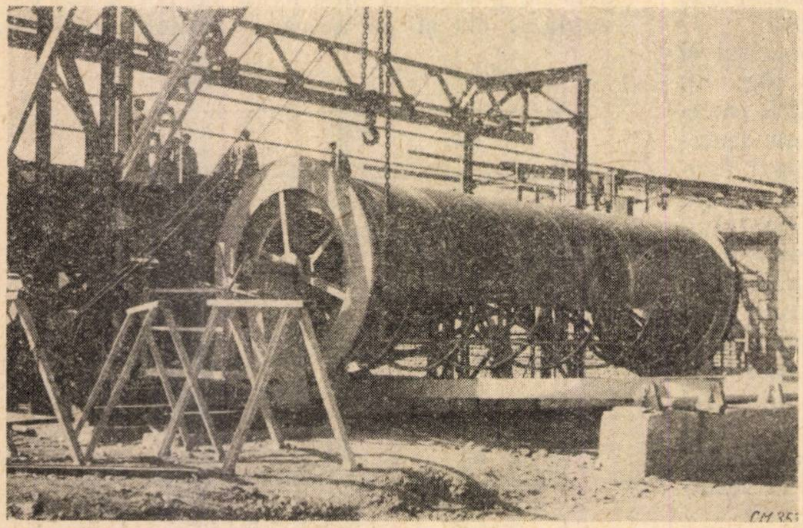


Fig. 5. Tamburul antrenat la începutul înfășurării corpului unui rezervor de 1 000 m³.

După terminarea operațiilor descrise, se execută înfășurarea subansamblului sub formă de rulou pe tamburul antrenat, la diametrul de 2 670 mm (fig. 5). Concomitent cu înfășurarea se deplasează și subansamblul pe cele două platforme de lucru. Înfășurarea se execută la intervale de 2,5—4 h, lungimea unei deplasări fiind de aproximativ 6 m. Tablele unui nou subansamblu (corp sau fund) se leagă de sfîrșitul celui anterior cu platbande, cu care se solidarizează și ruloul la terminarea înfășurării. Astfel se asigură continuitatea funcționării instalației.

Instalația este deservită de o echipă formată de 11 oameni și productivitatea atinsă pînă în prezent, dar care poate fi îmbunătățită, este de 100—120 tf subansamble înfășurate pe lună, într-un singur schimb.

De la instalație, rulourile sînt apoi expediate pe calea ferată la locul de montaj.

Tehnologia de montaj a rezervoarelor executate prin înfășurare sub formă de rulou cuprinde mai multe faze.

La tăierea platbandelor de rigidizare, sub acțiunea forțelor elastice interioare, ruloul fundului se desfășoară singur în cîteva secunde. Pentru a împiedica desfășurarea bruscă, ruloul este înfășurat cu un laț de cablu, al cărui capăt este legat de un troliu sau de un tractor rutier (fig. 6).

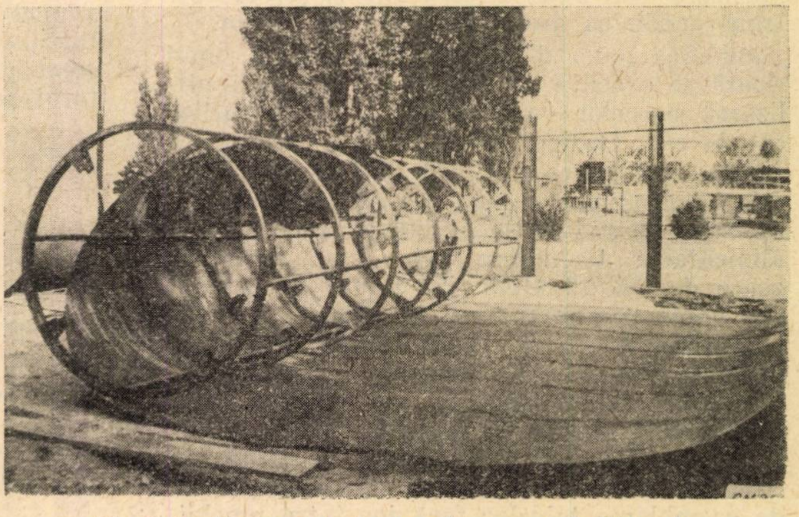


Fig. 6. Desfășurarea fundului unui rezervor de 700 m³.

La fundurile formate din două părți, acestea, fiind pe același rulou, se desfășoară succesiv și apoi se execută cusătura de montaj.

Se ridică apoi ruloul corpului și al stîlpului central cu o macara sau prin basculare, cu ajutorul unui dispozitiv de ridicare în formă de *A*, acționat de un troliu sau un tractor pe șenile (fig. 7).

Urmează desfășurarea corpului și montarea concomitentă a sectoarelor de capac. Desfășurarea ruloului la raza de montaj se execută cu un tractor pe șenile S.80 sau cu un troliu, prin deplasarea ruloului pe circumferință și rotirea sa simultană în jurul axei verticale. Pe măsura desfășurării, corpul se fixează de fund prin cordoane scurte de sudură și se montează tronsoanele capacului (fig. 8).

Pentru executarea cusăturilor de montaj și montarea părților anexe (scări, podeste etc.), formația de lucru este de 7—10 oameni, durata întreagă a montajului, în cazul unui rezervor de 1 000 m³, fiind de 4—5 zile.

Metoda înfășurării pe tambur a fost adoptată și la execuția unor vase similare de la uzina de aluminiu de la Oradea. Aici au fost prevăzute a se monta, la una din secții, 18 bucăți vase cilindrice verticale, avînd fiecare capacitatea de 1 160 m³. Vasele aveau dimensiuni agabaritice (fig. 9) și trebuiau executate prin asamblare, la montaj, tolă cu tolă. Ținînd seamă de termenul relativ scurt de execuție a lucrărilor de montaj (12 luni), la asamblarea părții cilindrice s-a aplicat metoda înfășurării pe tambur. Cele trei blocuri de montaj în care a fost asamblată în prealabil partea cilindrică a fiecărui vas s-au executat pe standuri special construite, în paralel cu lucrările de asamblare și montaj ale celorlalte părți.

Tehnologia adoptată constă în :

— asamblarea tuturor foilor de tablă ale unui bloc, sub formă plană și sudarea automată sub flux, succesiv, pe ambele părți a cusăturilor respective ;

— îndoirea desfășuratei plane la raza din proiect, prin înfășurarea pe un tambur cilindric de dimensiuni corespunzătoare ;

— executarea cusăturii pe generatoare, bascularea blocului și extragerea tamburului ;

— montarea în poziția necesară a blocurilor gata asamblate.

În figura 10 este arătat schematic procesul de înfășurare pe tambur cu ajutorul troliilor și cablurilor.

Grosimea relativ mare a foilor de tablă (6—14 mm) și numărul mare de blocuri (54 buc.) au determinat aplicarea aceleiași metode. Blocurile în care a fost împărțită partea cilindrică au avut următoarele greutăți : 12 604 kgf, 8 555 kgf și 13 177 kgf.

Platforma de asamblare a blocurilor părții cilindrice, amenajată în apropierea locului de montaj al vaselor, a fost proiectată pentru asigurarea execuției în flux continuu. Ea a fost deservită de o macara Derrick de 15 tf și de un stîlp de montaj de 25 tf, cu ajutorul cărora s-au executat toate operațiile de ridicare și manipulare, inclusiv răsturnarea subansamblului, cum și bascularea blocurilor.

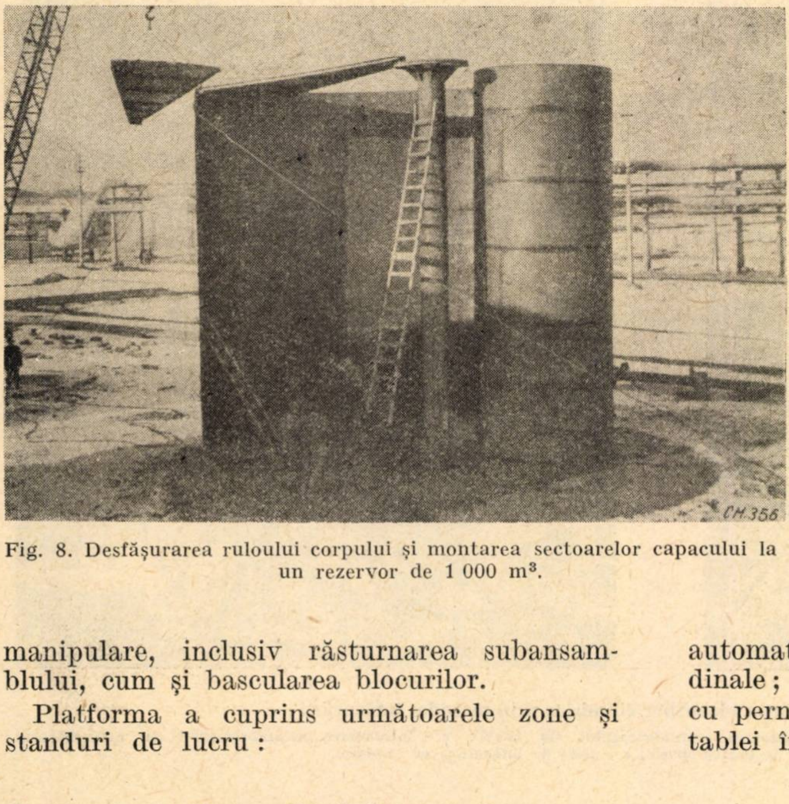


Fig. 8. Desfășurarea ruloului corpului și montarea sectoarelor capacului la un rezervor de 1 000 m³.

Platforma a cuprins următoarele zone și standuri de lucru :

— calea de rulare și electropalanul de 1,5 tf pentru alimentarea cu tablă și deservirea depozitului ;

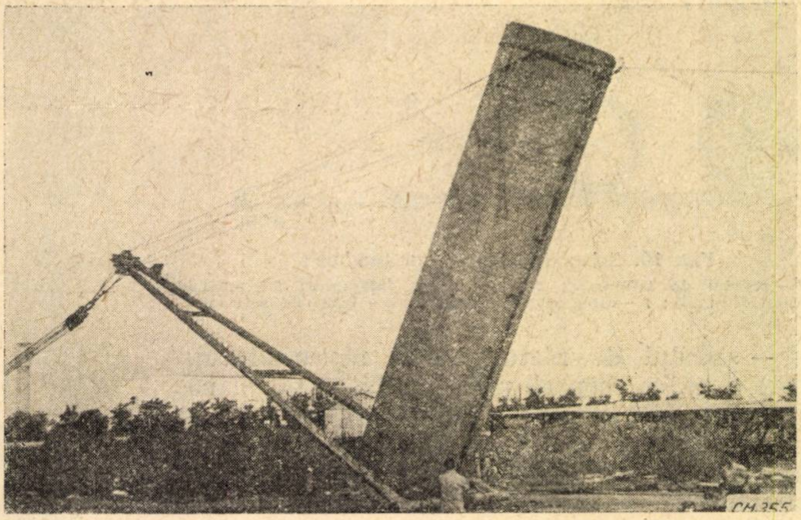


Fig. 7. Ridicarea ruloului corpului unui rezervor de 5000 m³ ($G = 47$ t).

— standul de asamblare și sudare transversală avînd dimensiunile de 6 500 × 19 700 mm ; pe acesta s-a executat asamblarea foilor de tablă prin cusături scurte de sudură manuală și sudarea automată a cusăturilor transversale ;

— standul de sudare longitudinală situat în continuarea celui anterior și pe care se executa automat sudura celor trei cusături longitudinale ; cele două standuri au fost prevăzute cu perne de flux și traverse pentru apăsarea tablei în timpul sudării și, de asemenea, au

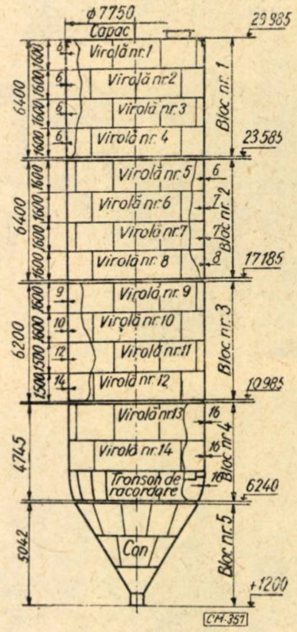

ϕ7750
Capac
29 985
Virolă nr. 1
Virolă nr. 2
Virolă nr. 3
Virolă nr. 4
Bloc nr. 1
23 585
Virolă nr. 5
Virolă nr. 6
Virolă nr. 7
Virolă nr. 8
Bloc nr. 2
17 185
Virolă nr. 9
Virolă nr. 10
Virolă nr. 11
Virolă nr. 12
Bloc nr. 3
10 985
Virolă nr. 13
Virolă nr. 14
Tronson de racordare
Bloc nr. 4
6240
Con
Bloc nr. 5
+1200
6400
6400
6200
4745
5042
1600
1500
6
7
8
9
10
12
14
16
CH 351

Fig. 9. Vas de descompunere ; dimensiuni și compunerea blocurilor.

fost acoperite cu o baracă metalică încălzită şi iluminată, fiind posibilă execuţia lucrărilor de asamblare şi sudare indiferent de starea timpului;

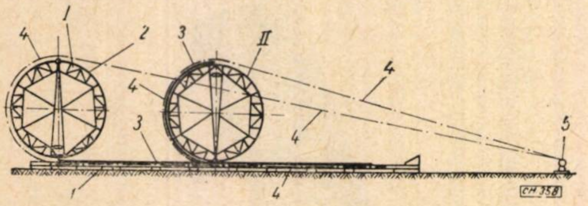


Fig. 10. Schema înfăşurării pe tambur:

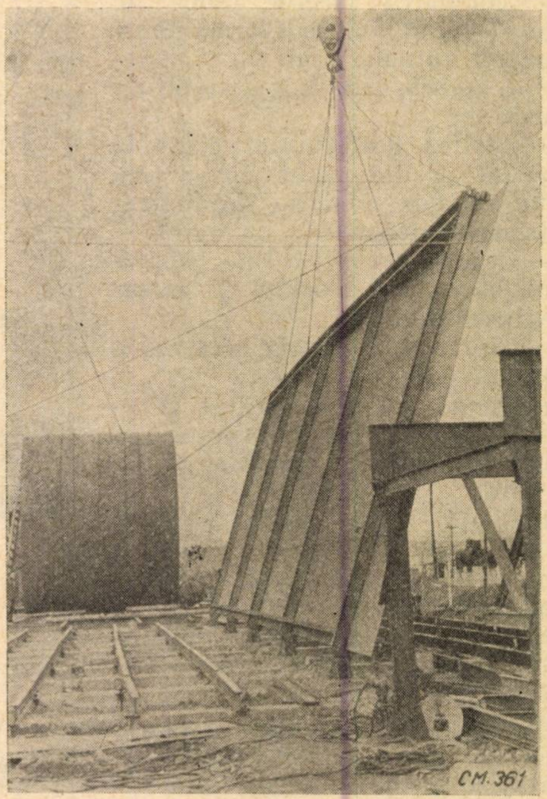
1 – standul de înfăşurare; 2 – tambur de înfăşurare; 3 – semifabricat din tablă; 4 – cablu pentru înfăşurare; 5 – trolii de acţionare.

— standul de răsturnare şi răsturnătorul, care avea ca scop să preia desfăşurata plană pe măsura execuţiei şi să o întoarcă pe partea opusă, cele două părţi ale răsturnătorului avînd posibilitatea de rotire în jurul axei de simetrie a standului (fig. 11);

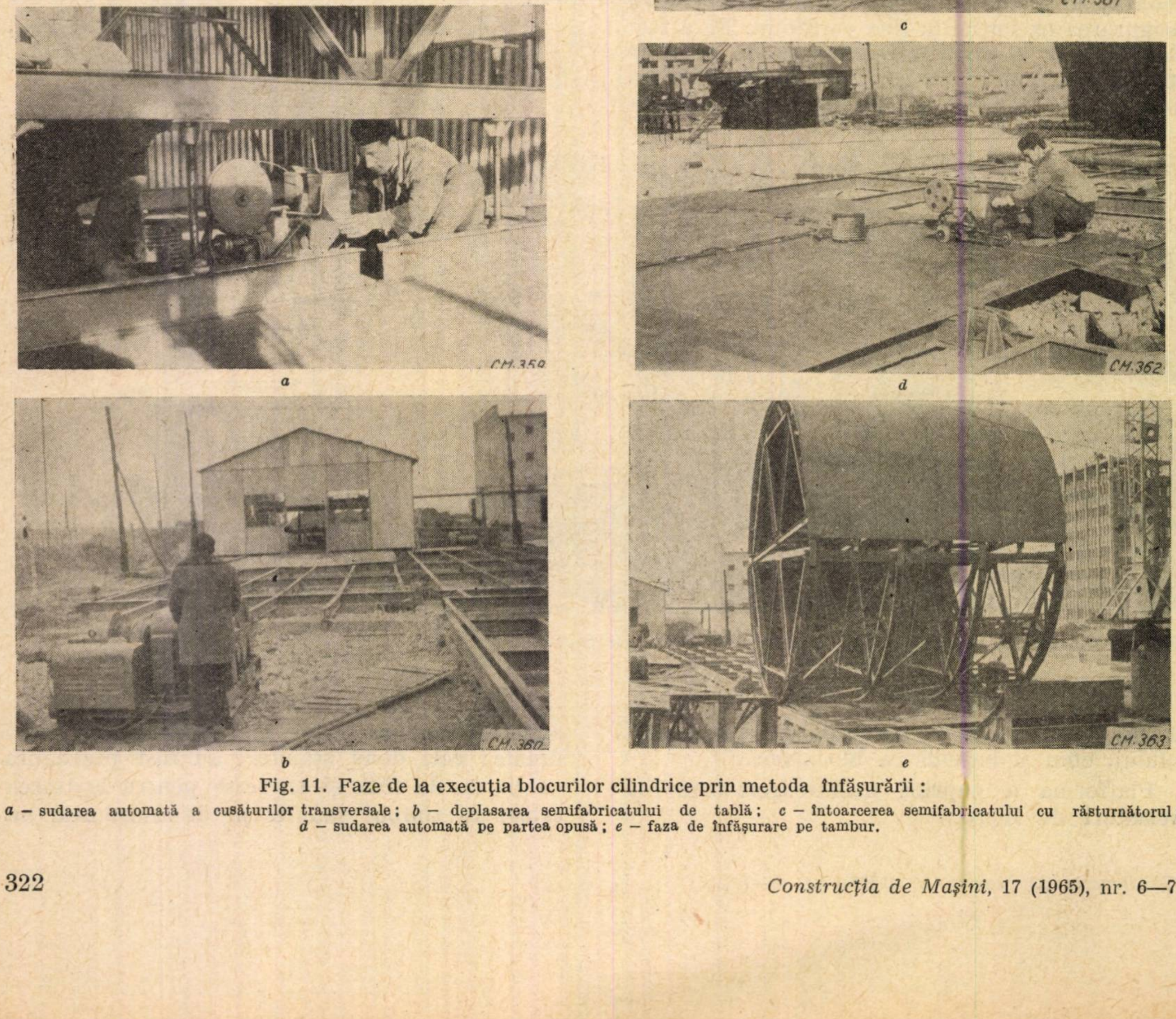
— standul de înfăşurare pe care s-a executat operaţia de îndoire la rază, de dimensiuni 6 500×30 760 mm.

Toate aceste standuri au fost construite din profile laminate aşezate pe plăci prefabricate din beton, materialul respectiv fiind recuperat în proporţie de 90% la terminarea lucrării.

Dispozitivul principal însă l-a constituit tamburul de înfăşurare, schematic redat în figura 10 şi care a fost proiectat în execuţie demontabilă.



c



a

d

b

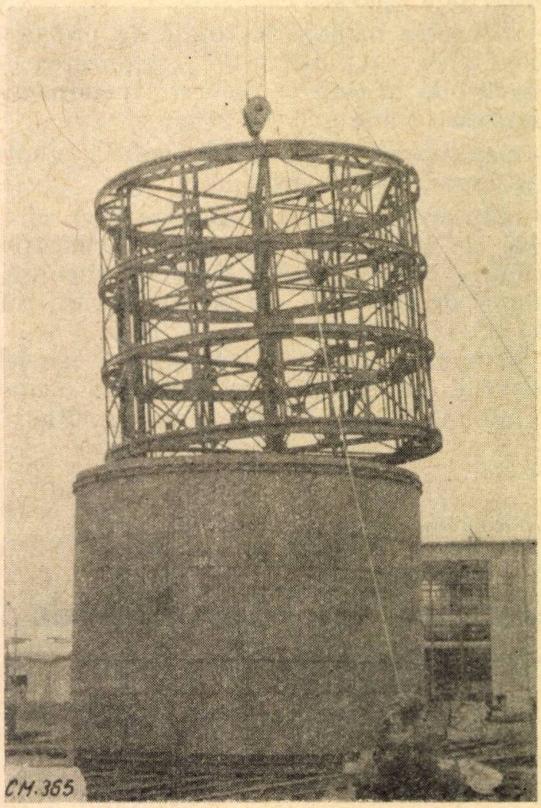
e

Fig. 11. Faze de la execuţia blocurilor cilindrice prin metoda înfăşurării:

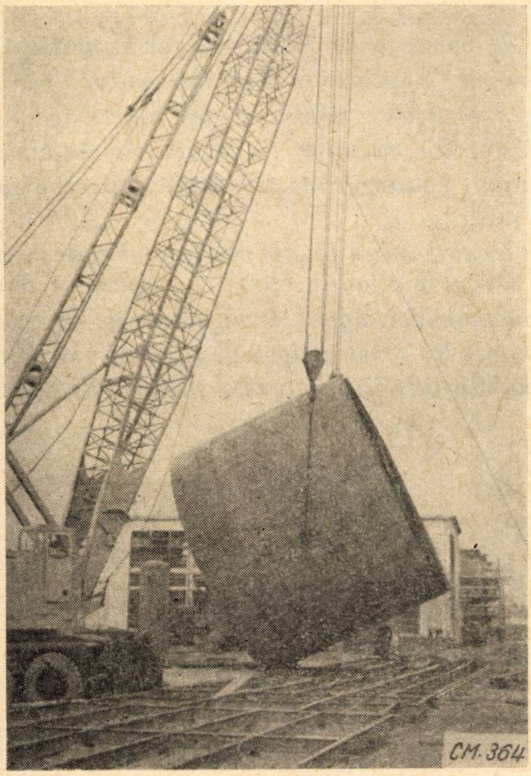
a – sudarea automată a cusăturilor transversale; b – deplasarea semifabricatului de tablă; c – întoarcerea semifabricatului cu răsturnătorul; d – sudarea automată pe partea opusă; e – faza de înfăşurare pe tambur.

Dată fiind necesitatea micşorării diametrului în vederea extragerii, el a fost executat din două jumătăţi formate din cîte trei sectoare articulate la un capăt, iar la celălalt prevăzute cu dispozitive de reglare. Prin această soluţie s-a putut realiza executarea completă în uzină a tamburului, demontarea şi transportul la locul de utilizare. Greutatea tamburului singur a fost de 12 500 kgf. Deplasarea desfăşuratei sub formă plană, cum şi operaţia de înfăşurare, s-au executat cu ajutorul troliilor electrice şi manuale. Fazele principale de execuţie sînt arătate în figurile 11 şi 12.

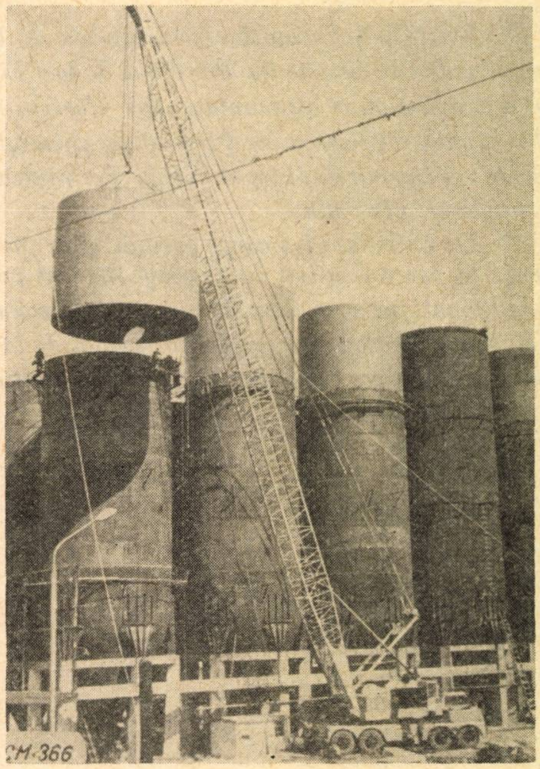
Îmbinările sudate au fost, pentru toate grosimile (6—14 mm), de tipul cusătură în I bilaterală, fără teşirea marginilor. La fiecare bloc, lungimea cordoanelor pe o parte reprezenta 100 m de sudură. Pernele de flux utilizate erau presate pe tablă cu ajutorul aerului comprimat, tabla fiind menţinută pe stand prin grinzile de apăsare. De remarcat că, pentru revenirea pernelor la poziţia iniţială, a fost necesară adoptarea unui dispozitiv de vid acţionat tot cu ajutorul aerului comprimat. Această soluţie a devenit obligatorie, deoarece fluxul în timpul deplasării tablei pe standuri era scos din pernele respective, nemaifiind asigurată executarea cusăturilor următoare. Adoptarea sudurii automate cu pernă de flux a permis obţinerea, chiar la stratul de pe prima parte, a unor pătrunderi suficiente pe secţiunea cusăturii.



b



a



c

Fig. 12. Faze de la execuţia blocurilor cilindrice prin metoda înfăşurării : *a* – bascularea blocului ; *b* – extragerea tamburului ; *c* – montarea blocului cilindric la poziţie.

Avantajele tehnico-economice ale execuţiei rezervoarelor agabaritice prin metoda înfăşurării sub formă de rulou sau pe tambur sînt multiple. Dintre acestea se menţionează cele pentru execuţia sub formă de rulou, care în mare parte sînt valabile şi pentru cea de-a doua metodă aplicată :

— reducerea manoperei totale de prelucrare şi montaj cu aproximativ 40% ; reducerea este mai sensibilă în ceea ce priveşte manopera de montaj care scade pînă la 70% ;

— mecanizarea lucrărilor de sudură la întregul rezervor, în proporţie de 80% ;

— reducerea numărului de repere şi subansamble de montaj de la 200—600 bucăţi la maximum 20—50 bucăţi, fapt ce duce şi la economie de cheltuieli, de manipulare şi transport ;

— eliminarea aproape completă a schelelor de montaj, economisindu-se materialul lemnos ;

— îmbunătăţirea calitativă a execuţiei, în special a cusăturilor sudate, cum şi a formei cilindrice a rezervorului, deoarece deformaţiile materialului datorită sudurii au fost înlăturate în procesul de înfăşurare ;

— reducerea substanţială a duratei de montaj a rezervoarelor pe şantier (un rezervor de 1 000 m^3 se montează în 4—5 zile, iar în cazul execuţiei obişnuite, durata de montaj este de 20—25 zile).

Avantajele tehnico-economice de mai sus se traduc în economii la preţul de cost al montajului de 400—600 lei/tf de prefabricat înfăşurat.

---

[1] *Raevscki, G. V.* Construcţia rezervoarelor cilindrice verticale prin metoda rulării. [2] *Mateescu, D. D.* Construcţii metalice speciale. [3] I.D.T. Execuţia rezervoarelor cilindrice sudate cu axă verticală prin metoda rulării.

CD 624.953 :66 :665.5 :621.791

L'exécution par la méthode de l'enroulement des réservoirs cylindriques verticaux soudés, en acier, et des autres récipients agabaritiques utilisés dans l'industrie chimique et pétrolière

BERNARD RUDNIŢCHI et PAUL IONESCU

L'article présente les réalisations de l'Entreprise de montage de Bucarest, qui appartient au Ministère de l'Industrie du Pétrole et de la Chimie, obtenues par l'application de la méthode de l'enroulement à l'exécution et au montage des réservoirs cylindriques verticaux soudés et des autres récipients agabaritiques, utilisés dans l'industrie chimique et pétrolière. On examine les deux variantes de la méthode : l'enroulement sous forme de rouleau (jusqu'à une épaisseur de 10 mm) et l'enroulement sur tambour (14 mm).

En exécutant les corps cylindriques agabaritiques et les extrémités planes par le procédé de l'enroulement, la mécanisation du soudage devient possible dans une proportion de 80%, en employant le soudage automatique sous flux. Les avantages techniques et économiques et la qualité supérieure de l'exécution ont eu pour conséquence la généralisation de la méthode à toutes les constructions de réservoirs et de récipients cylindriques verticaux en acier qui sont en usage dans l'industrie chimique et pétrolière roumaine.

CZ 624.21.014.25 (498)

Dezvoltarea construcţiei podurilor metalice sudate în R.P.R.

ANDREI CARACOSTEA

În anul 1931 a fost dat în exploatare primul pod metalic complet sudat, proiectat şi executat în patria noastră de uzinele Reşiţa, şi anume podul de şosea peste Bîrzava (Reşiţa), alcătuit dintr-o grindă cu zăbrele semiparabolice, de 31,43 m deschidere [1].

La data dării în circulaţie, era unul din podurile mari din lume de acest fel.

În anul 1937, uzinele Reşiţa proiectează şi execută un al doilea pod metalic complet sudat, tot de şosea şi tot peste Bîrzava. Podul, oblic în plan, de 43,7 m deschidere, este alcătuit dintr-un arc cu grindă de rigidizare. Ambele poduri sînt şi astăzi în serviciu, fără a fi prezentat nici-o deficienţă, cu toată exploatarea grea la care au fost supuse.

Accidentele survenite în Germania şi Belgia în anii 1938-1940 la unele poduri sudate, ca şi începutul celui de-al doilea război mondial, au oprit şi în patria noastră preocupările referitoare la folosirea sudurii la poduri.

După război, uzinele Reşiţa, singura uzină care executa în acea vreme poduri metalice în R.P.R., a propus în mai multe rînduri executarea de poduri metalice sudate cu caracter experimental, arătînd avantajele lor faţă de podurile similare nituite.

După 1956, prin înfiinţarea Întreprinderii de poduri metalice-Piteşti (IPMPB), execuţia podurilor metalice în R.P.R. a revenit acestei întreprinderi. După dotarea întreprinderii cu utilajul necesar execuţiei lucrărilor de sudură şi dobîndirea de experienţă în diferite alte lucrări de sudură, s-a apreciat că există o bază materială suficientă pentru a se putea începe executarea de poduri metalice sudate cu caracter experimental.

Primul tablier experimental de cale ferată, parţial sudat, proiectat de Institutul de proiectări în transporturi (I.P.T.T.) şi executat de IPMPB, a fost dat în exploatare în 1960. Tablierul, pentru o linie îngustă, a fost proiectat cu grinzi principale cu zăbrele sistem triunghiular, avînd calea jos, şi deschiderea de 32 m. Ideea care a stat la baza proiectării acestui tablier a fost să se folosească sudura numai ca element de solidarizare. În consecinţă, toate îmbinările şi prinderile barelor au fost executate prin nituire [2], [3]. La execuţie s-au folosit laminate din oţel OL 38 necalmat.

Acestui prim tablier sudat i-au urmat alte cîteva tabliere cu caracter experimental, avînd grinzi cu inima plină, calea sus sau jos.

Paralel cu proiectarea şi execuţia primului pod sudat de cale ferată, s-a înfiinţat în cadrul Institutului de cercetări ştiinţifice în transporturi (I.C.T.Tc.) un colectiv de lucru pentru studii, cercetări şi încercări în domeniul podurilor sudate.

Cunoscînd că problemele de bază în construcţiile sudate greu solicitate la temperaturi scăzute, cum sînt podurile, sînt problema materialelor ce urmează să fie folosite — şi în special aceea a oţelurilor — şi problema calităţii execuţiei, colectivul de cercetare din cadrul I.C.T.Tc. şi-a concentrat activitatea în special asupra stabilirii calităţii materialelor şi asupra îmbunătăţirii calităţii execuţiei podurilor sudate. De asemenea, în colaborare cu unitatea proiectantă, a perfecţionat mereu proiectarea de tabliere sudate şi, împreună cu unitatea executantă, a îmbunătăţit calitatea execuţiei.

Deoarece marea majoritate a podurilor metalice ce urmează să fie executate pe reţeaua căilor ferate în viitorii ani sînt poduri cu deschidere mică (sub 60 m), la care oţelurile slab aliate cu limită de curgere ridicată, de tip OL 52, nu aduc avantaje economice esenţiale, colectivul de cercetări s-a ocupat la început numai de oţelurile carbon nealiate de tip OL 38.

Pe baza primelor încercări şi cercetări făcute în cadrul I.C.T.Tc. s-a stabilit că oţelul OL 38 calmat (STAS 500—49) nu asigură totdeauna valorile cerute pentru cifrele de rezilienţă la temperaturi scăzute. Studiind această problemă, s-a propus elaborarea unui oţel special, calmat cu siliciu şi aluminiu, cu granulaţie fină, care să fie livrat pe baza unui caiet de sarcini întocmit în cadrul I.C.T.Tc. Oţelul, denumit M16c, a început să fie elaborat la Combinatul siderurgic Reşiţa (CSR) în 1962.

Compoziţia chimică impusă acestui oţel prin caietul de sarcini este: $C = 0{,}12-0{,}20\,\%$; $Mn = 0{,}40 - 0{,}70\,\%$; $Si = 0{,}12 - 0{,}25\,\%$; $S \leqslant 0{,}04\,\%$; $P \leqslant 0{,}04\,\%$; $S + P \leqslant 0{,}07\,\%$; $Cr, Cu, Ni \leqslant 0{,}3\,\%$.

Caracteristicile mecanice respective sînt: $\sigma_r \geqslant 38$ kgf/mm^2; $\sigma_c \geqslant 23$ kgf/mm^2; $\delta_5 \geqslant 26\,\%$; $\psi \geqslant 50\,\%$; unghiul de îndoire $\alpha = 180°$.

Pentru dezoxidare şi asigurare a unei granulaţii fine, la elaborarea acestui oţel trebuie să se adauge în oala de turnare, în mod suplimentar, aluminiu în proporţie de 1 kg la tonă.

Luînd ca bază normele sovietice pentru poduri de cale ferată sudate (TUPIM — 55), poduri exploatate, după cum se ştie, în condiţii de temperaturi foarte scăzute, s-au impus condiţii de rezilienţă la temperaturi normale şi scăzute şi de sensibilitate la îmbătrînire, conform valorilor din tabela 1.

Tabela 1

Felul profilului laminat şi poziţia epruvetei	Rezilienţa, mkgf/mm^2		
	+20°C	−20°C	după îmbătrînire artificială
Table şi platbenzi late :			
a — pe epruvete longitudinale	8	4	4
b — pe epruvete transversale	7	3,5	3,5
Oţeluri profilate şi fasonate pe epruvete longitudinale	10	4	4

În afară de condiţiile arătate, în caietul de sarcini s-au mai prevăzut şi următoarele încercări de recepţie : amprenta Bauman, examinarea granulaţiei, încercarea la tracţiune a sudurilor, proba Kommerell şi altele.

Încercările de recepţie au arătat că oţelul corespunde condiţiilor impuse pentru laminate sub 20 mm grosime, cu excepţia cifrelor de rezilienţă la —20° pe epruvete transversale. Numărul de încercări făcute pe laminate mai groase de 20 mm nu este încă suficient de mare ca să se poată trage concluzii definitive.

Actualmente, colectivul de cercetare din cadrul I. C. T. Tc. se ocupă cu problema oţelului slab aliat de tip 17M13 (fostul OLX52) şi, în special, cu încercări referitoare la sudarea oţelului M16c cu oţelul 17M13.

Ca materiale de adaos s-au folosit la primele poduri sudate : pentru sudura manuală, electrozi EL 3 roşu, EL 4 negru (I.S.C.T.) şi electrozi Böhler Fox SPE de fabricaţie austriacă ; pentru sudarea automată, sîrma S. 10 (I.S.C.T.) şi fluxurile AN 348 A (U.R.S.S.) şi Z 41 (R.S.C.).

Începînd din anul 1963 s-au utilizat electrozi EL 44, EL 42 B, fabricaţi în R.P.R. şi electrozi Böhler Fox SPE şi Böhler Fox EV 50, tendinţa fiind de a se generaliza folosirea electrozilor bazici.

Pentru sudarea automată s-a folosit sîrmă S.10M1 şi S.10M2, în funcţie de natura şi compoziţia fluxului utilizat. Fluxurile folosite au fost Z 41, T H M Pie 18 (R.D.G.) şi fluxul U.M. 90 (R.F.G.).

Încercările făcute pe îmbinări sudate şi pe materialul depus, conform STAS 1125-61, cu aceşti electrozi au corespuns în toate cazurile examinate. Se consideră, pe baza încercărilor făcute pînă acum, că materialele de adaos sînt corespunzătoare pentru execuţia podurilor sudate.

Pe măsura dotării întreprinderii executante cu utilajul necesar execuţiei sudurilor automate, s-a instruit personalul şi s-au făcut încercări, pe probe sudate, pentru stabilirea regimurilor de sudare cele mai indicate şi pentru determinarea tipurilor de cusături necesare în cadrul construcţiei podurilor. S-a organizat laboratorul de control Roentgen.

O problemă de o deosebită importanţă a fost aceea a calităţii execuţiei şi a controlului calităţii execuţiei podurilor sudate. În acest scop, în 1961 s-a întocmit un normativ condiţionat pentru execuţia în uzină şi controlul calităţii execuţiei podurilor metalice sudate de cale ferată şi şosea.

Normativul condiţionat conţine toate indicaţiile necesare execuţiei şi toate condiţiile de control, ca dotarea cu utilaje a uzinei constructoare, condiţiile de selecţionare şi verificare a personalului de execuţie, verificarea documentaţiei, condiţiile impuse materialelor folosite, modul de pregătire a pieselor, execuţia lucrărilor de sudură, clasele de calitate a cusăturilor, controlul calităţii sudurilor, condiţiile de recepţie etc.

La primele poduri proiectate şi executate, la început pentru linii înguste, s-a folosit sudura în special ca element de solidarizare. Pe măsură ce unitatea executantă a căpătat experienţă şi s-au îmbunătăţit condiţiile de execuţie, s-au adoptat soluţii mai îndrăzneţe, proiectîndu-se şi executîndu-se tabliere şi pentru linii normale secundare.

După 1961 s-a trecut la proiectarea şi execuţia de tabliere sudate pe linii de mare trafic, şi anume tabliere experimentale cu inima plină şi cu zăbrele. La tablierele cu grinzi cu zăbrele, la început s-au folosit pentru tălpi şi zăbrele secţiuni în H (fig. 1*a*,*c*). Deoarece îmbinările de montaj au fost executate prin nituire, pentru compensarea slăbirilor produse de găurile de nit, la joante s-au folosit compensatori sudaţi de piesele tălpilor.

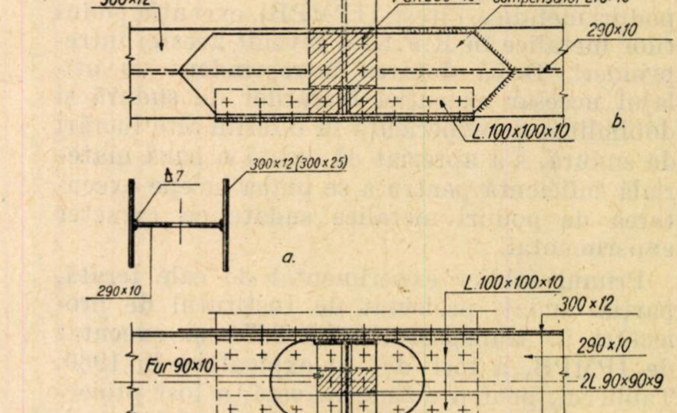


Fig. 1 *a*, *b*, *c*

Experienţa dobîndită în proiectarea şi execuţia podurilor sudate în anii 1960—1962 a permis să se îmbunătăţească continuu proiectarea şi să se aleagă forme constructive din ce în ce mai moderne. Ca exemplu, se vor descrie în continuare două tipuri de poduri sudate, unul de şosea şi unul de cale ferată, executate recent.

Tablier cu placă ortotropă pentru un pod de șosea. În general, aproape toate podurile de șosea executate în ultimii ani în R.P.R. au fost poduri de beton armat sau beton precomprimat, acestea fiind mai ieftine ca podurile metalice cu deschiderile pînă la 80 — 100 m. Din studiile făcute pînă acum a reieșit că, pentru deschiderile mai mari de 100—150 m, sînt mai indicate soluții cu tabliere metalice sudate, cu grinzi cu inimă plină și plăci ortotrope. Pentru a cîștiga experiență în executarea unor asemenea poduri s-a considerat că este necesar să se execute la început un pod mic cu caracter experimental.

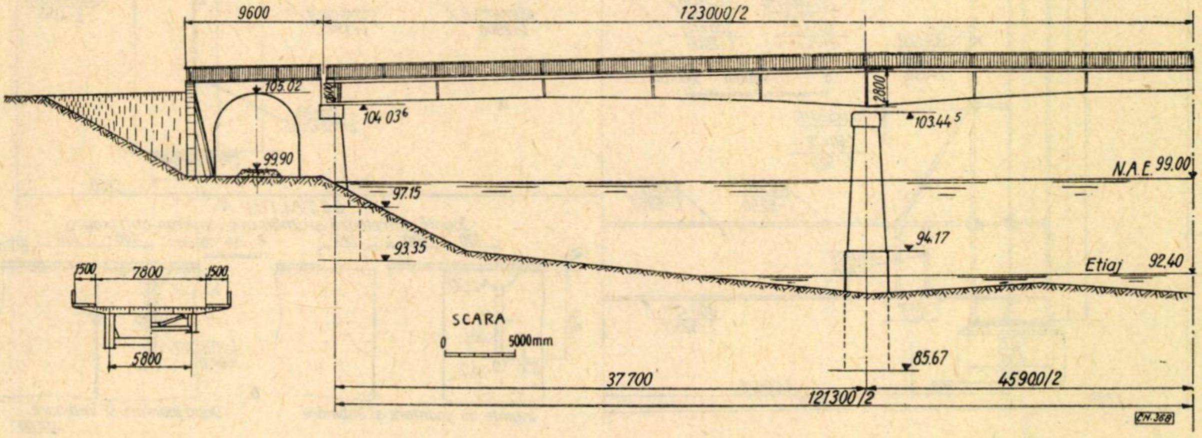


Fig. 2

Reconstrucția unui pod de șosea peste Olt cu o soluție cu grinzi de beton armat impunea, din cauza greutății mari a suprastructurii, refacerea pilelor și culeelor. Adoptînd o soluție metalică cu grinzi cu inimă plină și placă ortotropă, infrastructura veche putea fi menținută, podul rezultînd astfel mai ieftin decît o soluție de beton armat, la care suprastructura singură, la deschiderile relativ mici ale podului, ar fi fost mult mai ieftină decît una metalică.

Podul, a cărui elevație este arătată în figura 2, are trei deschideri, 37,7 + 45,9 + 37,7 m (1 : 1,215), rezultînd din actualul amplasament al pilelor existente. Lungimea totală a tablierului este de 121,30 m.

Din motive estetice și pentru asigurarea condițiilor minime în ceea ce privește racordarea declivităților, podul a fost proiectat într-o curbă verticală cu rază de 2 000 m.

Grinzile principale au fost proiectate cu înălțime variabilă, după arce de parabolă, ceea ce asigură, pe de o parte, un aspect plăcut podului, iar pe de alta permite folosirea unui singur tip de placă ortotropă în tot lungul podului. Înălțimea minimă a grinzilor la mijlocul deschiderilor este 1,60 m, pe reazeme, 2,80 m, înălțimea maximă încadrîndu-se în gabaritul de transport.

Lățimea podului între parapete este de 10,80 m, partea carosabilă fiind de 7,80 m, iar cele două trotuare de cîte 1,50 m fiecare. Grinzile principale au inima de grosime constantă (10 mm). Talpa inferioară a grinzilor principale este alcătuită dintr-o platbandă continuă de 570 × 25 mm, în regiunile de momente maxime adăugîndu-se, la partea de jos, încă o platbandă de 400 × 20 mm, respectiv 400 × 25 mm, în funcție de secțiunea necesară. Încă de la proiectare s-a căutat să nu se depășească la nici o piesă grosimea de 25 mm. Talpa superioară a grinzilor este alcătuită din placa ortotropă care conlucrează integral cu grinzile principale. Ea este formată dintr-o tablă de 10 mm grosime și 8,30 lățime, rigidizată longitudinal prin lonjeroane situate la distanță de 290 mm și transversal prin antretoaze la 1,53 m echidistanță (fig. 3,*a*). Lonjeroanele, făcînd parte integrantă din talpa superioară a grinzii, sînt continue și trec prin șlițuri amenajate în inima antretoazelor (fig. 3,*b*).

Grinzile principale sînt asigurate contra voalării prin rigidizări verticale și orizontale. Rigidizările verticale din oțel lat de 150 × 10 mm au fost prevăzute înspre interior în dreptul antretoazelor, iar în exterior au fost prevăzute rigidizări în formă de T cu inima de 150 × 10 mm și talpa de 140 × 12 mm, amplasate la 7,65 m distanță, adică din 5 în 5 antretoaze.

Rigidizări longitudinale au fost prevăzute numai în interiorul grinzilor și se compun din oțel lat de 120 × 10 mm.

Calea pe pod este alcătuită dintr-un strat de 5 cm din astfalt dur turnat, aplicat direct pe talpa platelajului, protejată contra coroziunii prin metalizare cu aluminiu. Trotuarele se realizează din plăci prefabricate de beton armat, așezate pe borduri longitudinale metalice rezemate la distanța de 7,65 m, pe console metalice sudate de antretoaze.

Avînd în vedere rigiditatea mare a plăcii ortotrope și înălțimea relativ mică a grinzilor principale, nu au fost prevăzute contravînturi orizontale.

Pentru asigurarea la flambaj a tălpilor inferioare comprimate şi pentru transmiterea presiunii vîntului la ambele grinzi s-au prevăzut contravîntuiri verticale (antretoaze) la distanţa de 7,65 m.

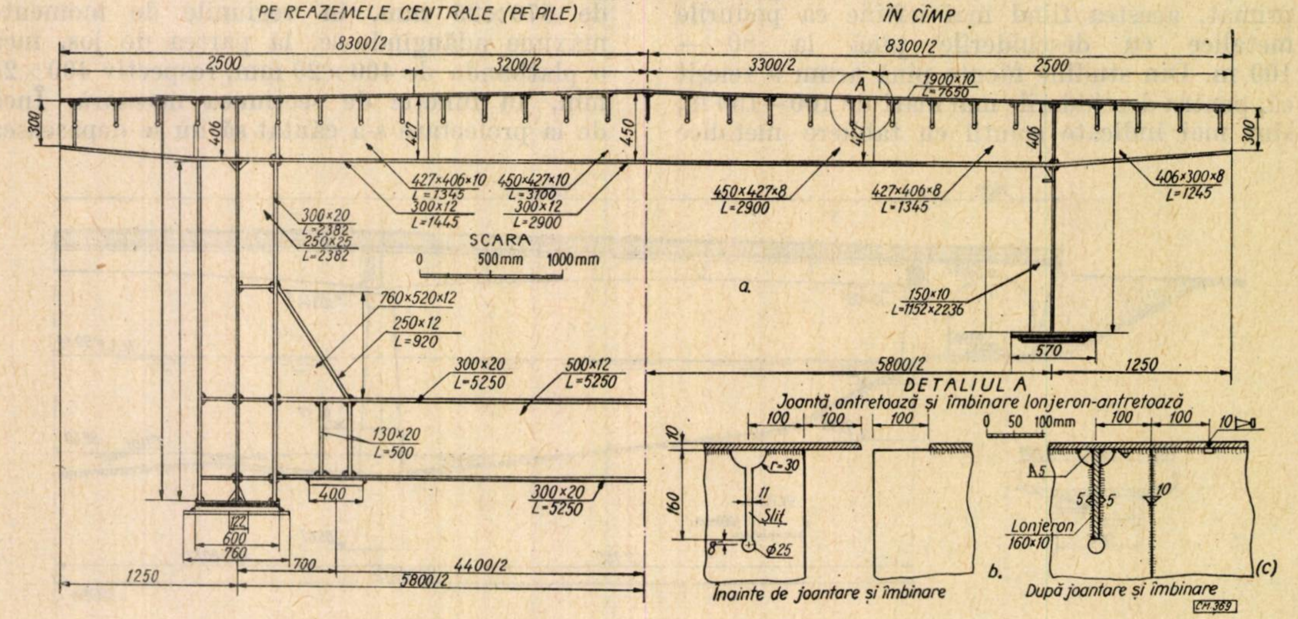

SECTIUNI TRANSVERSALE
PE REAZEMELE CENTRALE (PE PILE)
ÎN CÎMP
8300/2
2500
3200/2
3300/2
8300/2
2500
1900×10
L=7650
A
300
406
427
450
427
406
300
427×406×10
L=1345
300×12
L=1445
450×427×10
L=3100
300×12
L=2900
300×20
L=2382
250×25
L=2382
SCARA
0
500mm
1000mm
760×520×12
250×12
L=920
300×20
L-5250
500×12
L=5250
130×20
L=500
400
300×20
L-5250
122
600
760
700
4400/2
1250
5800/2
450×427×8
L=2900
427×406×8
L=1345
406×300×8
L=1245
a.
150×10
L=1152×2236
570
5800/2
1250
DETALIUL A
Joantă, antretoază şi îmbinare lonjeron-antretoază
100
100
100
0 50 100mm
100
100
10
10
160
r=30
11
Slit
8
ϕ25
A5
5
5
10
Lonjeron
160×10
b.
(c)
Inainte de joantare şi îmbinare
După joantare şi îmbinare
CM 369

Fig. 3

Pentru transmiterea forţelor orizontale la reazeme s-au prevăzut cadre închise, grinzile fiind legate la partea inferioară prin grinzi puternice transversale.

Îmbinarea cap la cap a platbenzilor este prevăzută să se facă prin sudură cu rost în X, iar îmbinarea dintre inimă şi platbenzi, prin îmbinare cu rost în K. Inima se execută din tronsoane de 7,65 m lungime, sudate cap la cap.

Placa ortotropă a fost proiectată din trei panouri ; două laterale de 2,60 m lăţime, sudate de grinzile principale şi formînd talpa superioară cu care sînt livrate grinzile principale, şi una centrală de 3,10 m lăţime (fig. 4). Lungimea panourilor de placă ortotropă este de 7,65 m. Nervurile longitudinale şi antretoazele sînt sudate de placă cu suduri de colţ de 5 mm grosime.

Suprastructura, în lungime totală de 122,28 m, a fost împărţită în 5 tronsoane, din care 3 de 22,95 m lungime şi două de 26,715 m. Greutatea maximă a unui tronson de montaj este de circa 21 tf.

Pentru montaj, secţiunea transversală a podului a fost împărţită în 3 tronsoane : grinzile marginale cu placa aferentă de 2,60 m lăţime şi panourile centrale de 3,10 m lăţime.

Podul a fost calculat conform prescripţiilor actualmente în vigoare pentru convoaiele A-13 şi S-60. Determinarea eforturilor s-a făcut pe baza liniilor de influenţă calculate în 30 de secţiuni. Placa ortotropă a fost considerată că conlucrează integral cu talpa superioară a grinzilor principale. Calculul plăcii ortotrope la sarcini locale s-a făcut pe baza staticii plăcilor ortotrope. Eforturile unitare maxime datorite sarcinilor fundamentale în lonjeroane au rezultat de 1 395 kgf/cm², iar în placă, de 920 kgf/cm². Eforturile unitare maxime de forfecare în suduri au fost de 890 kgf/cm², iar cele principale, de 1 300 kgf/cm².

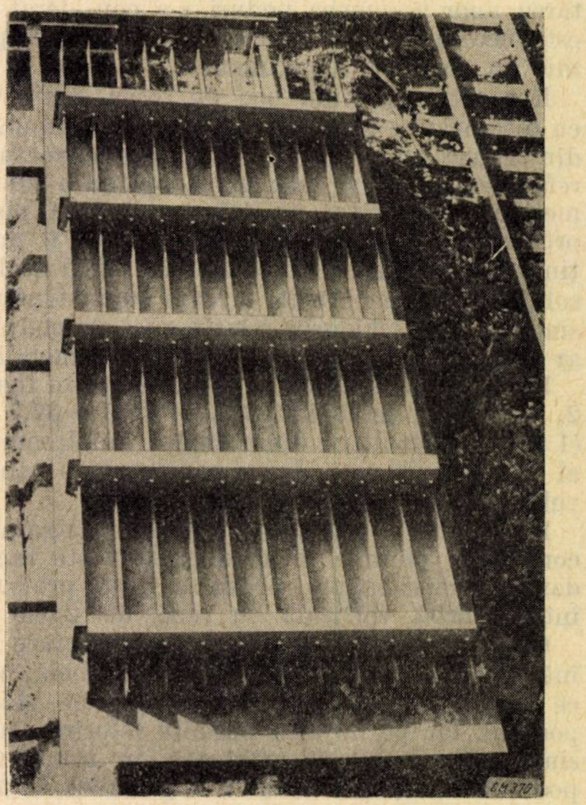


Fig. 4

Podul a fost executat de Uzina de construcţii metalice din Bocşa (UCMMA). La început s-a executat un prim tronson de placă ortotropă de probă, pe care s-au verificat deformaţiile, regimurile de sudare, contracţiile etc. Pe baza încercărilor făcute asupra plăcii de probă s-a definitivat procesul tehnologic de execuţie.

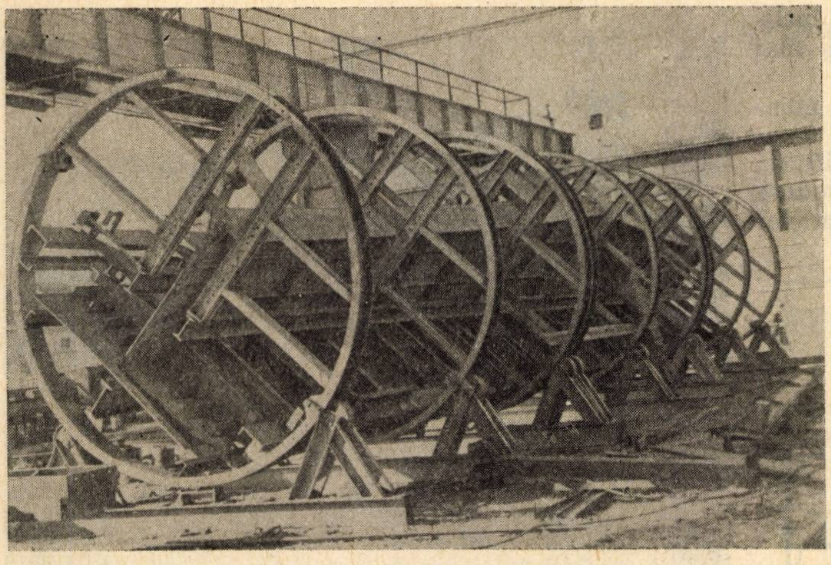


Fig. 5

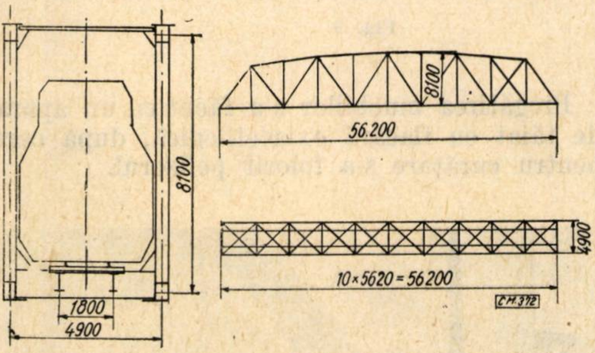


Fig. 6

Pentru sudarea tronsoanelor centrale ale plăcii ortotrope au fost executate două dispozitive basculante, unul pentru asamblare şi prindere şi altul pentru sudare. Grinzile principale au fost asamblate într-un dispozitiv fix şi sudate într-un dispozitiv rotativ (fig. 5), alcătuit în aşa fel încît să permită executarea tuturor tronsoanelor, indiferent de înălţimea lor.

Podul a fost montat întîi complet, în uzină, pentru ajustarea exactă a joantelor. Acum podul este în montaj pe şantier.

Execuţia, controlul execuţiei şi recepţia pe subansambluri în uzină s-au făcut pe baza unui caiet de sarcini întocmit de proiectant şi a normativului condiţionat pentru execuţia podurilor sudate.

Oţelul folosit a fost oţelul M 16 c ; ca electrozi s-au folosit electrozi bazici Böhler Fox EV 50. Indicii de consum realizaţi se situează printre cei mai buni faţă de lucrările similare de peste hotare.

După terminarea execuţiei este prevăzut un vast program de încercări pentru cunoaşterea mai profundă a modului de lucru şi a stării reale de eforturi în elementele lui.

Tablier de cale ferată de 56,20 m deschidere. Pentru un pod de cale ferată pe o linie principală s-au executat şi s-au dat în exploatare în 1964 două tabliere metalice parţial sudate, de 56,20 m deschidere fiecare. Grinzile principale cu zăbrele ale tablierelor sînt de sistem triunghiular, cu montanţi suplimentari, şi au talpa superioară semiparabolică (fig. 6).

Calea pe traverse este dispusă la partea inferioară şi este susţinută de două lonjeroane, la 1,80 m echidistanţă. În lungul lonjeroanelor sînt prevăzute trei rigidizări verticale, care formează şi guseele contravîntuirilor transversale (fig. 7).

Între aceste rigidizări s-au mai prevăzut rigidizări mici pentru a împiedica încovoierea tălpii superioare a lonjeroanelor. Lonjeroanele sînt nituite de antretoaze, iar aceastea, de grinzile principale, aşa cum este arătat în figura 8.

Tălpile grinzilor principale au fost proiectate sub formă de casete închise. Platbenzile casetei sînt solidarizate prin cusături de colţ.

În dreptul nodurilor, pereţii verticali ai casetelor sînt întrerupţi şi înlocuiţi cu plăci, alcătuind guseele grinzilor principale, continuitatea între pereţi şi gusee fiind realizată prin suduri cap la cap (fig. 9 şi 10).

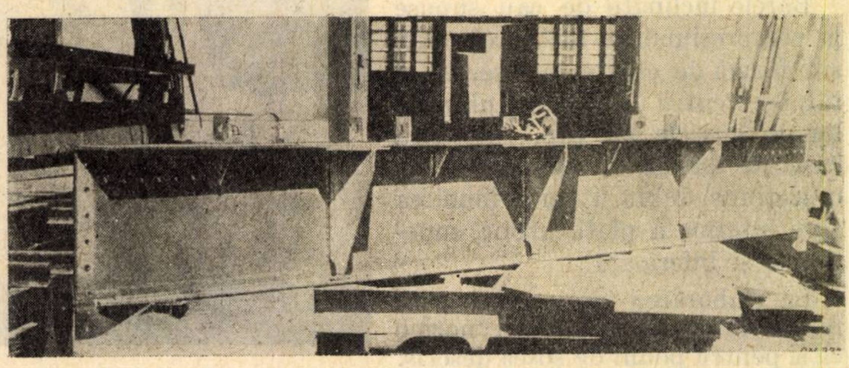


Fig. 7

Variaţia de secţiune de la panou la panou a fost realizată prin folosirea de platbenzi de secţiuni diferite, sudate între ele cap la cap, după ce s-a redus grosimea platbenzii mai groase printr-o teşitură rabotată la înclinarea 1/5, la grosimea platbenzii mai subţiri.

Din considerente de transport şi montaj, tălpile au fost construite din tronsoane asamblate între ele prin nituire. Pentru a se compensa slăbirile produse de găurile de nit, capetele tronsoanelor de lîngă îmbinări au fost realizate din bucăţi de platbandă mai groase, sudate prin suduri cap la cap de platbenzile curente.

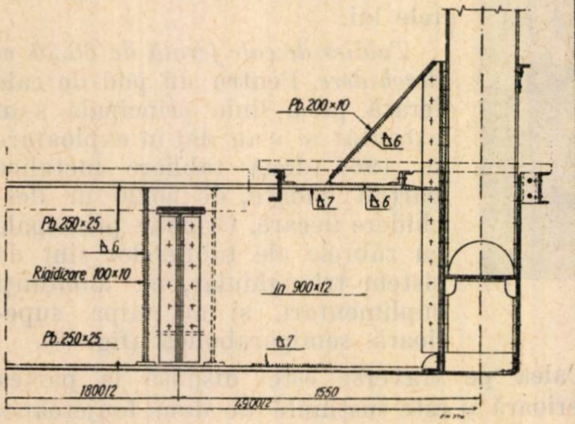


Fig. 8

Platbenzile casetelor sînt solidarizate între ele, la interior, prin diafragme sudate de pereţii casetelor.

Montanţii şi diagonalele curente au fost proiectate sub forma de secţiuni dublu T, realizate din platbenzi asamblate între ele prin suduri de colţ.

Barele înclinate de cap supuse la compresiune au fost proiectate sub formă de casete închise, ca şi tălpile. Pentru a permite nituirea lor de guseele de cap, secţiunea casetată închisă a fost redusă la o secţiune dublu T, prin îndoirea spre interior a platbenzilor, superioară şi inferioară.

La elaborarea proiectului s-au folosit în general aceleaşi norme ca şi pentru podul de şosea descris. Calculul la oboseală s-a făcut după prescripţiile germane D.V.848.

Execuţia s-a făcut de către IPMPB-Piteşti. Înainte de începerea lucrării s-a executat un tronson de talpă experimental, pe care s-au făcut măsurări de deformaţii şi verificarea calităţii sudurilor prin examenul macro- şi microstructurii.

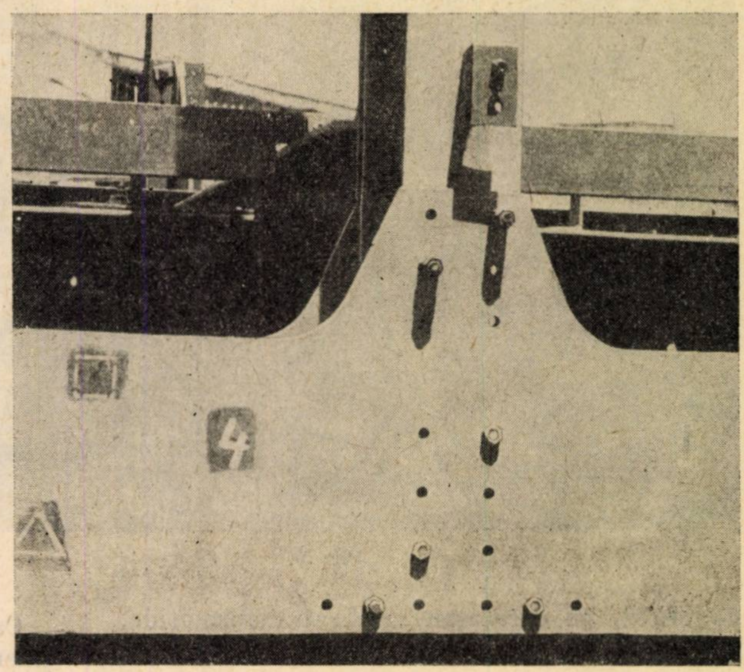


Fig. 9

Pregătirea muchiilor s-a făcut cu un aparat de tăiat cu flacără oxiacetilenică, după care, pentru curăţare s-a folosit polizorul.

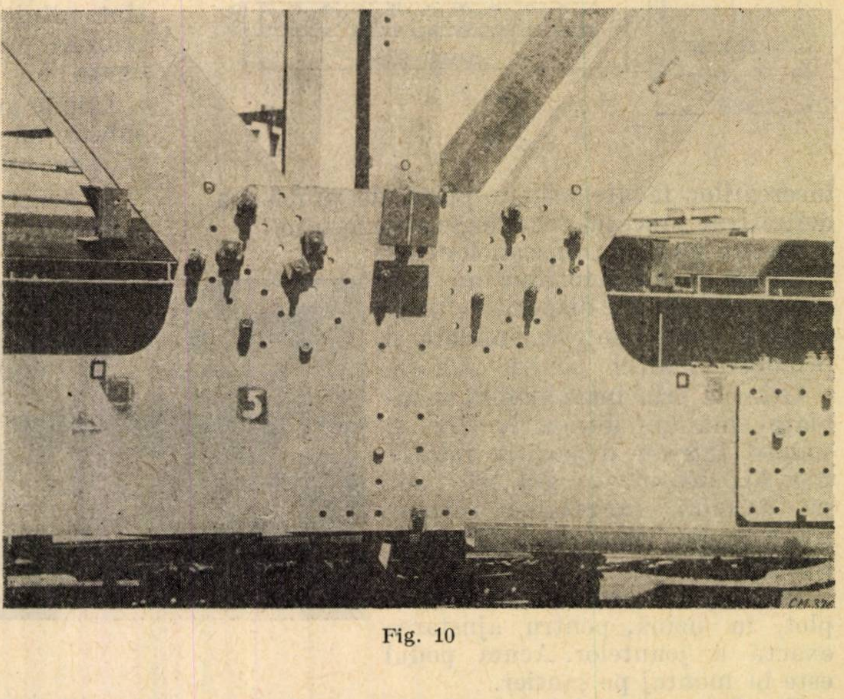


Fig. 10

Sudarea pieselor podului s-a realizat în proporţie de peste 70% automat. Suduri manuale au fost folosite numai în interiorul casetelor şi la sudarea rigidizărilor.

Pentru execuţie şi controlul execuţiei s-a utilizat normativul condiţionat pentru execuţia şi controlul execuţiei podurilor sudate. Tablierele au fost montate de probă în uzină (fig. 11), cu care ocazie s-a făcut şi recepţia în uzină.

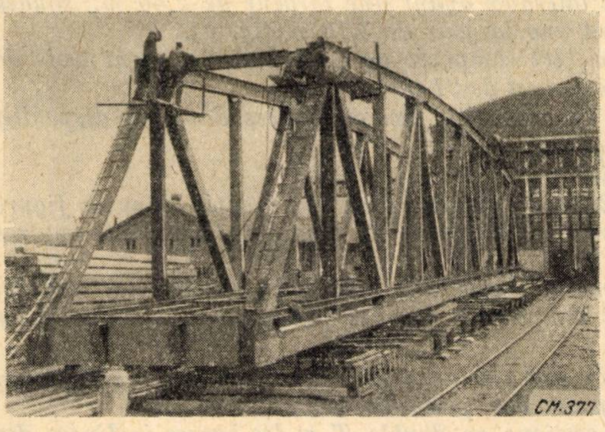


Fig. 11

După recepţie, tablierele au fost vopsite, demontate şi expediate la şantier.

Podul a fost dat în exploatare la sfîrşitul anului 1964, după ce a fost încercat cu un convoi de locomotive Diesel electrice.

---

[1] *Mikloşi, C.* Observation sur les ouvrages éxecutés en Roumanie. Deuxième Congrès de l'Association internationale de ponts et charpentes. Publication préliminaire. Berlin, 1936. [2] *Caracostea, A.* şi *Rusu, M.* Sudura în construcţia podurilor în R.P.R. A IV-a Conferinţă de sudură şi încercări de metale, Timişoara, 12—15 oct 1962. Caietul 1/2. Bucureşti, I.D.T., 1964. [3] *Caracostea, A.*, *Alexiu, I.* şi *Buiu, E.* Unele aspecte privind introducerea sudurii în construcţia podurilor metalice în R.P.R. În : Buletinul ştiinţific al Institutului de construcţii, Bucureşti, nr. 11, 1963.

CD 624.21.014.25 (498)

Le développement de la construction des ponts métalliques soudés en Roumanie

ANDREI CARACOSTEA

Le premier pont complètement soudé exécuté en Roumanie a été mis à la disposition des usagers en 1931; il s'agit du pont de route sur la Berzava, à Reşiţa, qui a une ouverture de 31,43 m. Des travaux de moindre importance suivirent et ensuite on construisit, toujours à Reşiţa, en 1937, un autre pont à ouverture de 43,7 m, ayant un arc à poutre de raidissage. Les accidents qui survinrent en Allemagne et en Belgique, en 1936—1940, dans la construction des ponts soudés ainsi que le commencement de la seconde guerre mondiale firent temporairement cesser, à l'étranger et en Roumanie, les préoccupations concernant ce domaine.

Le problème a été repris seulement en 1959—1960 quand l'entreprise de ponts métalliques de Piteshti (I.P.M.P.B.), qui dépend du Ministère des Transports, a été dotée en vue de l'exécution des ponts soudés.

On a construit d'abord, à titre d'expérience, des ponts partiellement soudés pour voies étroites, à poutres à âme pleine et à treillis; vinrent ensuite les ponts pour lignes secondaires et enfin les ponts pour lignes principales.

Pour les ponts ayant une ouverture jusqu'à 50—60m, en tenant compte seulement de l'acier OL38, on a élaboré un acier spécial à granulation fine, calmé avec du silicium et de l'aluminium, nommé acier M 16 c, dont la composition chimique est la suivante : $C = 0{,}12 - 0{,}20\%$; $Mn = 0{,}40 - 0{,}70\%$; $Si = 0{,}12 - 0{,}25\%$; $S \leqslant 0{,}04\%$; $P \leqslant 0{,}04\%$; $S + P \leqslant 0{,}07\%$; *Cr, Cu, Ni, chacun* $\leqslant 0{,}30\%$.

Les caractéristiques mécaniques de l'acier sont : $\sigma_r \geqslant 38$ *kgf/mm*^{2}; $\sigma_c \geqslant 23$ *kgf/mm*^{2}; $\delta_5 \geqslant 26\%$; $\varphi \geqslant 50\%$. *Les valeurs des résiliences aux différentes températures et après le vieillissement artificiel sont données dans le tableau 1. Pour les laminés dont l'épaisseur dépasse 20 mm on a prévu aussi l'essai de pliage de l'épreuve soudée (l'épreuve Kommerell).*

Comme matériau d'addition pour le soudage manuel on a employé des électrodes basiques et à titane, de fabrication roumaine ou importés, et pour le soudage automatique, le fil métallique S 10 M 1 fabriqué par I.S.C.T.et les flux importés.

L'exécution des soudures aux ponts et le contrôle de l'exécution sont réglementés par un normatif rédigé à l'Institut roumain des transports et des télécommunications.

Après 1961 on a commencé à construire des ponts soudés sur des voies de grand trafic, et notamment, à titre d'expérience, des ponts à poutres à âme pleine et à treillis. En ce qui concerne les ponts à poutres à treillis on a fait usage, pour les barres, de sections en H, qui avaient des compensateurs aux assemblages rivetés (fig. 1).

Comme exemples, on décrit deux travaux récents, un pont de route et un pont de chemin de fer.

Le pont de route est un pont à poutres continues à âme pleine et plaque orthotrope, à trois ouvertures : 37,7 + 45,9 + 37,7 = 121,30 m (fig. 2). La section transversale du pont et la plaque orthotrope sont représentées dans la figure 3.

La plaque est formée de trois panneaux, deux latéraux ayant une largeur de 2,60 m, soudés directement aux poutres principales, et un central ayant une largeur de 3,10 m(fig. 4).

La superstructure, d'une longueur de 122,28 m, est composée de cinq tronçons, dont trois de 22,95 m et un de 26,715m ; le poids maximum d'un tronçon est de 21 tf.

Les poutres principales ont été assemblées dans un dispositif fixe et soudées dans un dispositif rotatif (fig. 5) qui permet l'exécution de tous les tronçons.

Le pont est en cours de montage sur le chantier.

Le pont de chemin de fer a une ouverture de 56,2 m ; sa structure est représentée dans la figure 6. Les longerons, complètement soudés, sont rivetés aux entretoises et ces dernières, aux poutres principales (fig. 7 et 8).

Les semelles des poutres principales ont la forme de cassettes fermées. Au niveau des noeuds, les parois verticales des cassettes sont interrompues et remplacées par des plaques qui constituent les goussets des poutres principales (fig. 9 et 10).

Les semelles sont formées de tronçons assemblés par rivetage ; la diminution de la résistance, causée par les trous, est compensée par l'épaississement des plates-bandes.

Les montants et les diagonales ont la forme de sections en double T et les barres inclinées des extrémités du pont, la forme de cassettes fermées (la section en cassette devient, aux bouts, une section en double T).

Le tablier est en exploitation depuis 1964, après un essai exécuté avec un convoi de locomotives électriques Diesel.

CZ 621.595 :621.791 (498)

Realizări privind aplicarea procedeului de sudare în baie de zgură la uzinele „23 August" Bucureşti

IULIUS LUPESCU, GHEORGHE MAIOR, COSTIN ILIE şi VASILE BERINDE

Procedeul de sudare în baie de zgură, aplicat la diverse lucrări, s-a folosit şi la sudarea inelelor de rulare pentru liniile de ciment şi bandajele de rulare la cuptoarele de prăjire magnetizantă a minereului de fier. Inelele de rulare pentru cuptoarele de ciment au diametrul 4 800 —4 193 şi 4 330—3 793 (fig. 1). Inelele prezintă o secţiune dreptunghiulară cu dimensiunile de 550×303 şi respectiv 600×270 mm; sînt turnate din oţel OT 55 A. Pentru sudarea lor s-au folosit două variante : sudarea cu electrod pendular şi sudarea cu ajutaj fuzibil. Deoarece configuraţia piesei permitea acest lucru, s-a asamblat inelul în aşa fel încît să se permită deformarea lui liberă. Această metodă de asamblare micşorează pericolul de apariţie a fisurilor în sudură.

S-a încercat şi sudarea unui inel asamblat rigid. Rostul de 32 mm dintre suprafeţele de îmbinare a fost uniform pe toată înălţimea bandajului. Pentru a se evita închiderea rostului, datorită contracţiilor care se produc în timpul procesului de sudare, capetele semiinelelor au fost rigidizate cu scoabe.

După sudarea inelului, astfel rigidizat, nu s-au observat deformaţii importante. Datorită acestui fapt au apărut în piesă tensiuni mari care au depăşit limita de rupere a materialului cusăturii, producînd fisurarea lui pe o mare parte din secţiunea cusăturii. Deşi metoda de sudare a inelelor asamblate era mai comodă, a trebuit să se renunţe la ea. În consecinţă s-a utilizat aşezarea lor înclinată cu un rost în formă de pană (neuniform), fără scoabe de rigidizare, care permite deformarea liberă în urma contracţiilor care apar în timpul procesului de sudare. Diferenţa dintre rostul de la partea superioară şi cel de la partea inferioară, a fost astfel aleasă, încît contracţiile să aducă inelul într-o poziţie orizontală. Adoptîndu-se

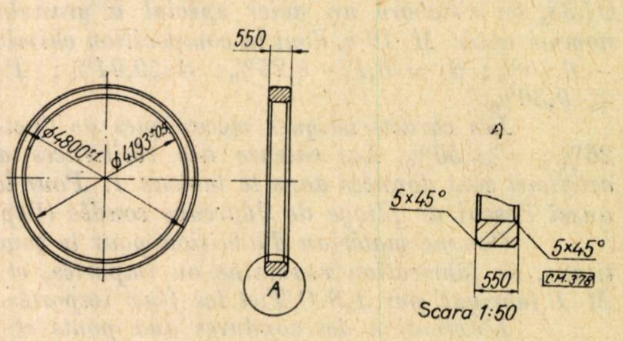


Fig. 1

această tehnologie, s-au redus tensiunile proprii, obținîndu-se o cusătură fără fisuri.

Rostul dintre muchii s-a calculat din formula:

$$R = 25 + y,$$

unde 25 mm reprezintă rostul care rămîne după contracție, iar y mărimea contracției.

În urma probelor efectuate s-a constatat că mărimea contracției după sudare este de 7 mm. Prin urmare, rostul dintre muchii este de 32 mm. Pentru a preveni închiderea rostului, ținînd seamă că piesa se deformează liber, la partea superioară rostul s-a mărit la 42 mm. În timpul sudării, datorită deformațiilor, partea superioară a rostului ajunge la aproximativ 32 mm. Pentru sudarea electrică în baie de zgură cu pendularea electrozilor s-a folosit următorul regim:

— rostul de asamblare jos	32 mm;
— rostul de asamblare sus	42 mm;
— calitatea sîrmei	S1OM2;
— diametrul sîrmei	3,25 mm;
— numărul de electrozi	3 ;
— viteza de înaintare a sîrmei	162,1 m/h;
— viteza de deplasare transversală a sîrmei	37,55 m/h;
— lungimea liberă a sîrmei	60—70 mm;
— distanța dintre electrozi	90—95 mm;
— curentul de sudare pentru un electrod	400—450 A;
— tensiunea	48—50 V;
— felul curentului	alternativ;
— distanța dintre electrozi și suportul de răcire	8—10 mm;
— durata de oprire a electrodului lîngă suport	5 s;
— fluxul folosit pentru sudură	Z 41;
— denivelarea maximă a tablelor	3 mm;
— consumul de flux la 1 m de cusătură	1 800 g;
— consumul de sîrmă la două cusături	160 kg;
— viteza de sudare	0,6 m/h.

Regimul de sudare cu ajutaj fuzibil e puțin deosebit de cel folosit în cazul sudării cu electrod pendular.

În urma probelor efectuate s-a stabilit, pentru acest procedeu de sudare și pentru grosimi de 300 mm, că viteza critică de înaintare a sîrmei este de 120—130 m/h.

Numărul de sîrme are importanță, deoarece viteza de sudare depinde de acesta. Pentru grosimi de 300 mm, folosind patru sîrme cu diametrul de 3,25 mm, s-a obținut o viteză de sudare la care nu apar fisuri. Un număr mai mic de sîrme face ca zona de influență termică să fie neuniformă sau poate duce chiar la nepătrunderea în spațiul dintre sîrme. Pentru sudarea electrică în baie de zgură cu ajutaj fuzibil s-a folosit următorul regim:

— rostul de asamblare jos	32 mm;
— rostul de asamblare sus	42 mm;
— materialul plăcilor ajutajului	OL 42;
— dimensiunea plăcilor ajutajului	900×67×5 mm;
— materialul țevilor pentru ajutaj	OLT 35;
— dimensiunea țevilor pentru ajutaj	∅8×2;
— marca sîrmei	S1OM2;
— diametrul sîrmei	3,25 mm;
— numărul sîrmelor	4;
— viteza de înaintare a sîrmei	120 m/h;
— viteza de înaintare a sîrmei la pornire	70 m/h;
— felul curentului	alternativ;
— intensitatea curentului de sudură	1 800—2 000A;
— tensiunea	46—48 V;
— adîncimea băii de zgură	35—45 mm;
— distanța dintre electrozi	87 mm;
— distanța dintre ultimii electrozi și suport	20 mm;
— fluxul folosit pentru sudură	Z 41;
— cantitatea de sîrmă electrod folosită la un metru liniar cusătură	45—50 kg;
— consumul de flux pentru 1 m cusătură	2 kg;
— viteza medie de sudare	0,5 m/h.

În vederea sudării, suprafețele de îmbinare au fost prelucrate, ținîndu-se seamă de diametrul final și de faptul că la fiecare îmbinare se lasă un rost de 30—32 mm. De asemenea, fețele laterale ale inelului, pe o distanță de 200 mm la suprafața de îmbinare, au fost prelucrate pentru a se asigura o bună aderență a patinelor glisante.

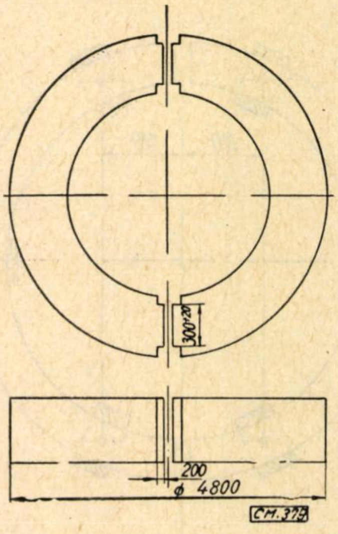


Fig. 2

La această prelucrare s-a ținut seamă de grosimea inelului și de adaosul de prelucrare care a fost de 20—30 mm (fig. 2).

Prelucrarea definitivă a inelului s-a făcut după sudarea lui. Semiinelele au fost așezate pe prisma metalică, iar în timpul asamblării se înlocuiesc cu cricuri. Între suprafețele care urmează a fi sudate se introduce un adaos metalic care fixează rostul necesar. Asamblarea trebuie astfel făcută, încît variind rostul dintre cele două semiinele să se obțină după sudare o ovalitate minimă. Fiecare semiinel a fost sprijinit în trei puncte, pe trei cricuri (fig. 3a).

După cum s-a arătat, pentru înlăturarea deformațiilor unghiulare, semiinelele au fost așezate în așa fel, încît în partea superioară a inelului rostul să fie mai mare decît în partea de jos (fig. 3b). După sudură, datorită deformațiilor unghiulare, inelul ajunge plan.

Pentru a preîntîmpina formarea fisurilor, oțelul OT 55 A avînd un conținut ridicat de carbon, inelele au fost supuse unei preîncălziri locale, în regiunea sudurii. În acest scop, în jurul inelului, în regiunea îmbinărilor, au fost confecționate cuptoare din cărămidă refractară. Încălzirea fiecărui capăt al semiinelului s-a făcut cu patru arzătoare alimentate cu gaz metan, pînă la temperatura de 250—300°C. Ambele capete ale semiinelelor s-au sudat simultan, cu o întîrziere de 10—12 min. După terminarea operației de sudare, s-au tăiat buzunarele de intrare și ieșire, înainte de răcirea piesei. În continuare, inelul a fost încălzit local, în regiunea îmbinărilor, pînă la o temperatură de 500—550°C, după care a fost lăsat să se răcească lent în cuptor.

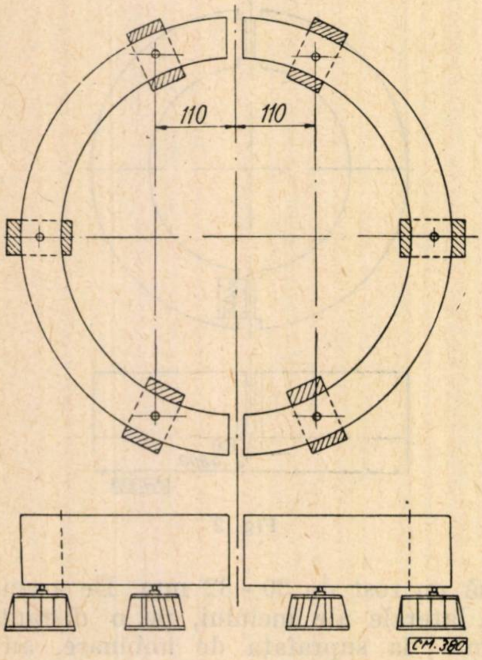


Fig. 3 a

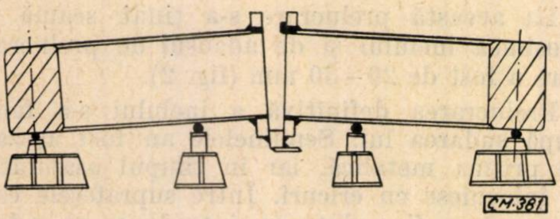


Fig. 3 b

Ulterior, inelul a fost supus unui tratament termic de normalizare urmat de o recoacere de detensionare.

Deformațiile care apar în urma procesului de sudare a inelului sînt unghiulare (înclinarea fețelor față de planul orizontal) și de ovalizare.

Deformațiile unghiulare apar atunci cînd există inițial o diferență mai mare decît era necesar, între rostul de la partea superioară și cel de la partea inferioară. Aceste deformații pot apărea și atunci cînd contracția transversală este mai mare decît s-a prevăzut inițial, iar rostul de la partea superioară s-a închis prea mult.

Pentru a măsura contracția transversală s-au aplicat, pe piesele supuse sudării, puncte de control la o anumită distanță de la margini. Înainte și după sudare s-au efectuat măsurări ale distanțelor dintre puncte. În figura 4 (numărător : distanțe între punctele de control înainte de sudare; numitor : distanțele între punctele de control după sudare) sînt arătate valorile contracției transversale. Cele două îmbinări ale inelului sînt notate cu 1 și 1′. Din figură reiese că valoarea contracției transversale variază între 3 și 13 mm.

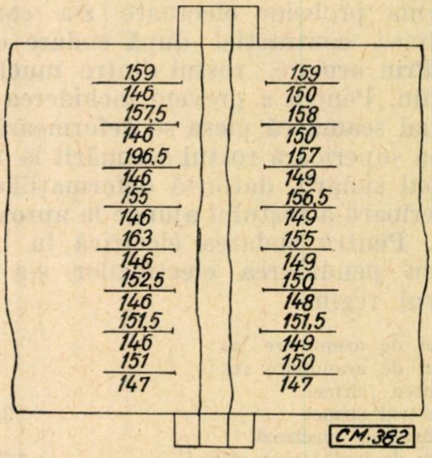


Fig. 4

Pentru a măsura deformațiile unghiulare care apar în urma contracțiilor transversale, pe partea superioară a inelului în două puncte diametral opuse, s-a fixat cîte un dispozitiv gradat. Valoarea deformațiilor a fost măsurată la intervale egale de timp (5 min).

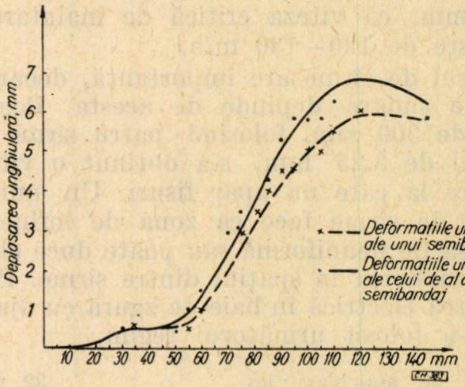


Fig. 5

În graficul prezentat în figura 5 apare variația valorilor deformațiilor unghiulare în timp.

În urma probelor efectuate s-a tras concluzia că deformațiile unghiulare încep după sudarea a 1/4 din cusătură și se termină după sudarea a 3/4 din cusătură. Diferența dintre partea superioară și cea inferioară a rostului (8 mm) a fost bine aleasă, în final inelul ajungînd într-o poziție apropiată de cea orizontală. La o îmbinare, rostul la partea superioară s-a închis cu 9 mm, iar la cealaltă îmbinare, cu 6 mm.

Suprafețele de îmbinare au fost astfel prelucrate, încît după lăsarea rosturilor necesare, inelul să aibă o formă circulară. Pentru a verifica dacă inelul se ovalizează în timpul procesului de sudare, s-au aplicat puncte de control. Distanța dintre aceste puncte s-a măsurat înainte și după sudare. Măsurările au arătat că inelul nu s-a ovalizat în timpul sudării. În concluzie, tehnologia de sudare adoptată a permis să se obțină inele cu deformații neînsemnate. De altfel, adaosul de prelucrare existent permitea și deformații mai mari.

Inelele de rulare se îmbină prin sudură electrică în baie de zgură cu pendularea electrozilor.

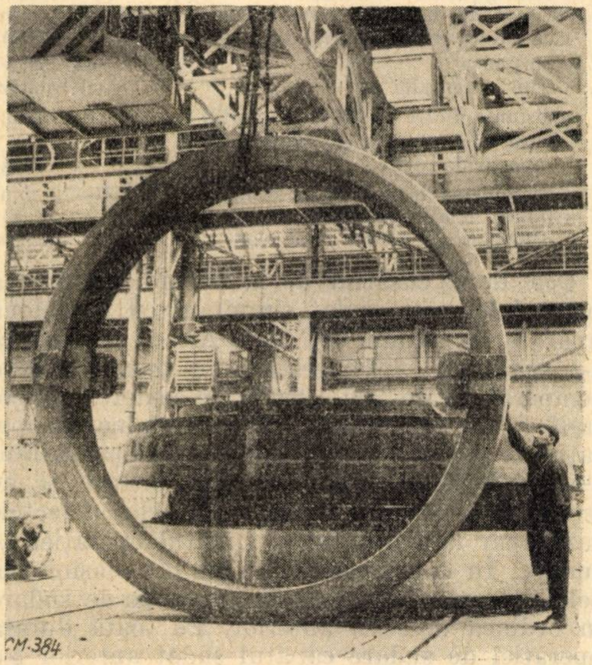


Fig. 6

Această metodă a dat rezultate mai bune în comparație cu sudura electrică în baie de zgură cu ajutaj fuzibil.

În figura 6 se arată un inel de rulare, pentru liniile de ciment, îmbinat prin sudare electrică în baie de zgură, cu pendularea electrozilor.

Secțiunea bandajelor de rulare pentru cuptoarele de prăjire magnetizantă a minereului de fier are forma unui trapez cu baza mare de 1 000 mm, baza mică de 590 mm și înălțimea de 627 mm. Bandajul se compune de fapt din două inele; inelul de rulare cu secțiunea de 590 × 110 mm și inelul de fixare pe virolă cu secțiunea 1 000 × 100 mm, care sînt legate între ele printr-un sistem de nervuri cu goluri pentru reducerea greutății (fig. 7).

Prima variantă de execuție a bandajului prevedea ca suprafața de îmbinare să treacă printr-o nervură. În această variantă trebuia sudată o secțiune plină cu dimensiunile de 1 000 × × 627 mm, ceea ce provoca tensiuni proprii și deformații prea mari. Ținînd seamă de forma bandajului, s-a adoptat o altă variantă, la care suprafața de îmbinare trecea prin spațiul dintre nervuri, în dreptul găurilor de reducere a greutății. În acest caz, urmau a fi sudate două secțiuni cu dimensiunile de 1 000 × 100 mm și 590 × 110 mm, adică cele două inele care formează bandajul.

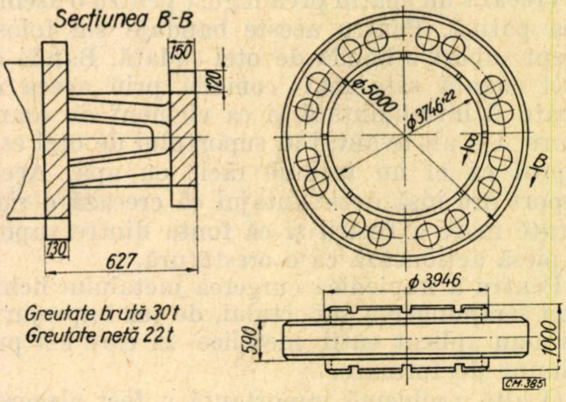


Fig. 7

În momentul în care s-a ales această soluție, o parte din bandaje erau turnate după prima variantă, din care cauză s-au făcut niște degajări în dreptul nervurilor (fig. 8). Degajările au permis aplicarea celei de-a doua variante și la aceste bandaje, turnate inițial după prima variantă.

O problemă importantă a fost alegerea modului de formare a cusăturii din partea opusă, adică în spațiul dintre cele două inele care formează bandajul. Patina glisantă de cupru, cu care este înzestrată mașina, nu a putut fi folosită, deoarece forma piesei nu asigură un spațiu liber pentru supravegherea patinei. În locul patinei glisante s-a folosit o patină fixă de cupru, cu o lungime egală cu cea a cusăturii, răcită în interior cu apă. Această patină a fost fixată de piesă cu ajutorul unui dispozitiv special.

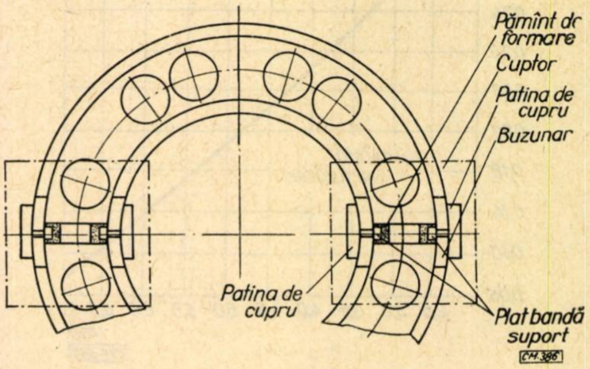


Fig. 8

În cazul bandajelor turnate pentru prima variantă nu s-a putut folosi patina fixă de cupru, deoarece prin prelucrarea nervurilor, se creează un spaţiu prea îngust pentru o asemenea patină. Pentru aceste bandaje s-a folosit drept suport o bandă de oţel sudată. Banda de oţel sudată este mai comodă prin aceea că poate fi întrebuinţată şi ca element de asamblare. Un alt avantaj al suportului de oţel este faptul că el nu trebuie răcit cu apă. Acest suport are însă dezavantajul că creează o rigiditate mare a fixării şi că fonta dintre suport şi piesă acţionează ca o crestătură.

Pentru a împiedica curgerea metalului lichid prin străpungerea suportului, de jur împrejurul lui s-au aplicat cutii metalice în care s-a pus pămînt de formare.

O altă problemă importantă a fost alegerea regimului de sudare, ţinînd seamă de faptul că trebuia sudat un oţel cu conţinut înalt de carbon (OT 50 A).

Forma complicată a bandajului nu permitea aşezarea sa înclinată, în aşa fel încît să se obţină un rost diferit la partea lui inferioară şi superioară, pentru preluarea deformaţiilor care survin în urma procesului de sudare. El a fost asamblat cu un rost uniform pe toată lungimea cusăturii (30—32 mm). Pentru a preveni închiderea rostului în timpul procesului de sudare, bandajul a fost rigidizat. Rigidizarea s-a făcut folosindu-se chiar suportul de oţel, care a fost sudat de piesă.

Cele două jumătăţi de bandaj au fost aşezate pe şase prisme la o înălţime de 600 mm deasupra solului. Potrivirea capetelor, cît şi a rostului, s-a făcut cu cricuri. Sudarea s-a efectuat la cald. În jurul celor două capete ale semibandajelor s-au confecţionat cuptoare din cărămidă refractară. În aceste cuptoare s-a efectuat preîncălzirea locală a bandajului la o temperatură de 250—300°C. Pentru încălzirea fiecărui cap s-au folosit şase arzătoare speciale, alimentate cu gaz metan. Arzătoarele au fost astfel aşezate, încît flacăra să nu vină în contact direct cu piesa. Încălzirea se produce datorită gazelor calde care o înconjoară. În acest fel se obţine o încălzire uniformă a piesei pe întreaga ei secţiune.

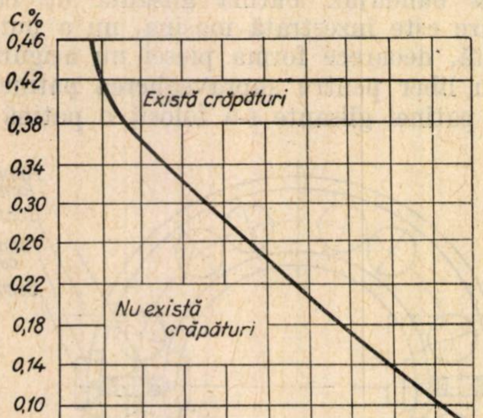


Fig. 9

Alegerea vitezei de înaintare a sîrmei, unul din parametrii principali ai regimului de sudare, s-a făcut folosindu-se diagrama din figura 9 [1].

S-a ales viteza de înaintare a fiecărei sîrme de 175 m/h.

Parametrii regimului de sudare sînt următorii :

— rostul dintre muchiile tablelor	30—32 mm ;
— marca sîrmei folosite	S10M2 ;
— diametrul sîrmei	3,25 mm ;
— numărul electrozilor	2 ;
— viteza de înaintare a sîrmei	175,1 m/h ;
— distanţa dintre electrozi	60—65 mm ;
— viteza de deplasare transversală a sîrmei	37,55 m/h ;
— curent de sudare (pentru un singur electrod)	425—475A ;
— tensiunea	48—50 V ;
— felul curentului	alternativ ;
— distanţa dintre electrozi şi suportul de răcire	8—10mm ;
— durata de oprire a electrodului lîngă suporţii de răcire	5 s ;
— deschiderea în consolă a sîrmei	60—70 mm ;
— fluxul folosit pentru sudură	Z 41 ;
— denivelarea maximă a tablelor	4 mm.

Cele două cusături de la fiecare îmbinare a bandajului s-au sudat simultan, cu cîte două aparate de sudură V.U.S. — A.S.4. În timp ce s-a sudat un capăt, celălalt s-a menţinut la o temperatură de 200—250°C, în vederea micşorării rigidizării. Imediat după terminarea operaţiei de sudare, atunci cînd piesa era caldă încă, s-au îndepărtat buzunarele de intrare şi de ieşire prin tăiere şi, odată cu ele, defectele care apar la începutul şi sfîrşitul operaţiei de sudare. În continuare, s-au mutat maşinile la celălalt capăt şi s-a repetat operaţia de sudare în ordinea descrisă anterior. Pe toată durata operaţiei de sudare capătul sudat anterior s-a menţinut la o temperatură de 250—300°C, cu ajutorul arzătoarelor alimentate cu gaz metan.

După sudare, ambele îmbinări au fost din nou încălzite la o temperatură de 500—550°C, timp de două ore, apoi piesa a fost lăsată să se răcească lent în cuptor. Cuptoarele au fost desfăcute atunci cînd piesa a atins temperatura de 100°C.

În scopul îmbunătăţirii structurii metalului cusăturii şi a zonei de influenţă termică, bandajele sudate au fost supuse unui tratament termic de normalizare, urmat de recoacerea pentru detensionare.

Măsurările efectuate, atît înainte, cît şi după sudare, au arătat că nu s-au produs deformaţii importante în timpul operaţiei.

În figura 10 se arată operaţia de sudare a unui bandaj de rulare pentru cuptoarele de prăjire magnetizantă a minereului de fier.

Tehnologia de sudare descrisă a fost aplicată la un număr însemnat de bandaje care sînt folosite în exploatare de aproape doi ani.

Proprietățile mecanice ale îmbinărilor sudate s-au determinat cu ajutorul unor probe avînd o secțiune identică cu cea a pieselor sudate.

În tabelele 1 și 2 sînt arătate rezultatele încercărilor mecanice obținute pe probele martor ale inelelor de rulare pentru liniile de ciment, iar în tabelele 3 și 4, cele ale bandajelor de rulare pentru cuptoarele de prăjire magnetizantă a minereului de fier; în tabelele 2 și 4 se indică reziliența la + 20°C pentru probele sudate, în kgfm/cm².

În tabele se arată valorile minime și maxime ale rezultatelor, iar la numitor media aritmetică a rezultatelor obținute la proba respectivă. Pentru comparație, alături de rezultatele probelor mecanice ale metalului cusăturii și ale îmbinărilor sudate, se arată proprietățile mecanice ale metalului supus operației de sudare (conform STAS).

Rezultatele încercărilor la tracțiune arată că, în toate cazurile, proprietățile mecanice ale metalului cusăturii și ale îmbinării sudate, atît după normalizare, cît și fără tratament termic, nu sînt mai reduse decît cele ale metalului de bază. Numai în unele cazuri s-au obținut proprietăți care caracterizează plasticitatea (alungirea relativă și gîtuirea la rupere) inferioare metalului de bază. Aceste proprietăți s-au

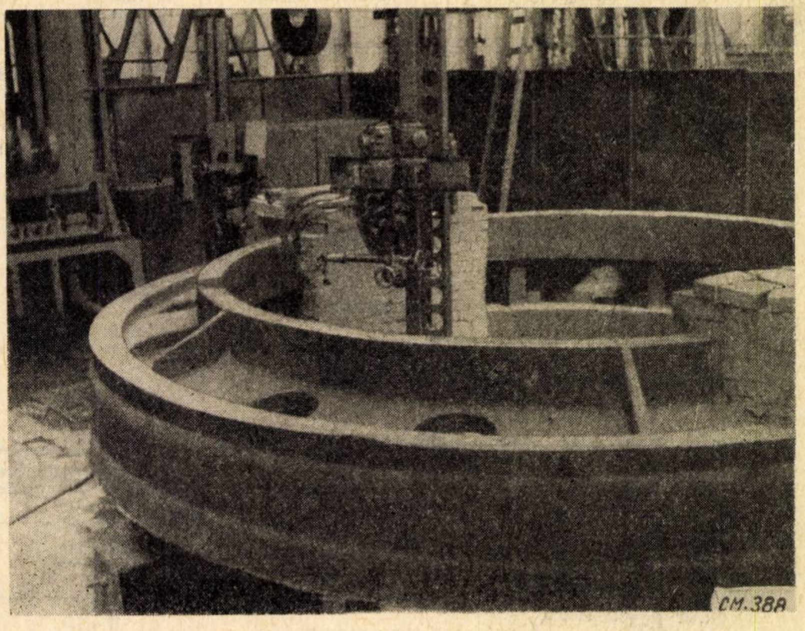


Fig. 10

Tabela 1

Metalul încercat	Tratament termic	Proprietăți mecanice				
		Rezistența de rupere la tracțiune, kgf/mm²	Limita de curgere, kgf/mm²	Alungirea relativă, %	Gîtuirea la rupere, %	Îndoirea, grade
OT 55 STAS 600−61	—	55	28	16	18	—
Îmbinare sudată OT 55 A+ sîrmă S10M2	fără tratament	56−60 57,5	—	—	—	45−95 55
	cu normalizare	57−59 58,3	—	—	—	180
Cordon de sudură OT 55 A+ sîrmă S10M2	fără tratament	58−59 58,5	30−31 30	9−19 13,6	14−24 19,3	—
	cu normalizare	57−59 58,5	32−35 33,7	16−23 19	31−39 35,4	—

Tabela 2

Material	Tratament termic	Reziliența la mijlocul sudurii, kgf/cm²	Distanța la punctul de unde se scot epruvete pentru proba de reziliență față de mijlocul sudurii, mm						
			10	20	30	40	50	60	70
OT 55 sîrmă S10M2	fără tratament	7,5−6 6,75	5−9 7	3,75−5 4,37	2,25−3,75 3	3−4,75 3,87	3−3,75 3,62	3−7,25 5,12	3−8 5,50
	cu normalizare	6,9−8,8 8,16	8,8	7,5−10 8,76	7,5−8,8 8,20	6,8−8,2 7,26	7,5−10 8,93	7,5−8,8 8,36	5,3−6,8 6,03

Tabela 3

Material încercat	Tratament termic	Rezistenţa la rupere, kgf/mm²	Limita de curgere, kgf/mm²	Alungirea relativă la rupere, %	Gîtuirea la rupere, %	Îndoirea, grade
Cordon de sudare OT50A + sîrmă S10M2	fără tratament	52–54 53	29–31 30	26	44	—
	cu normalizare	54–56 55	30–32 31	28–27 27,5	50–56 53	—
Îmbinare sudată OT50A + sîrmă S10M2	fără tratament	54–56 54,6	—	—	—	180
	cu normalizare	54–58 56,5	—	—	—	180
OT50A STAS 600–61	—	50	25	19	20	180

Tabela 4

Metalul încercat	Tratament termic	Diferite puncte din zona centrală cu granulaţie fină	Diferite puncte din zona marginală cu granulaţie grosolană	Diferite puncte din zona de trecere	Metalul de bază
OT50A + sîrmă S10M2; epruvete tăiate perpendicular pe cusătură	fără tratament	6–10 7,5	8–13 10,6	2–7 4,5	5–11 8
	cu normalizare	9–10 10	9–13 10,1	7–10 8	7–11 8,7
OT50A + sîrmă S10M2; epruvete tăiate paralel cu cusătura	cu normalizare	8–9 8,5	6–7 6,8	—	—

îmbunătăţit radical după efectuarea tratamentului termic de normalizare.

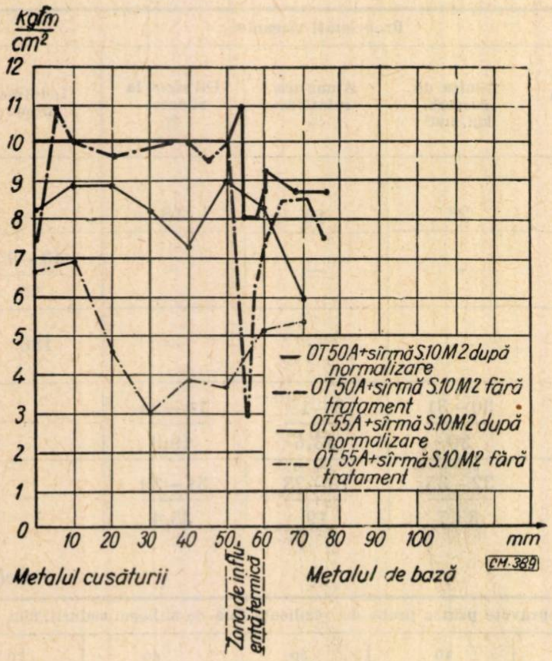


Fig. 11

Rezilienţele obţinute în diferite puncte ale metalului cusăturii nu sînt inferioare celor obţinute în metalul de bază. Se observă o scădere a valorilor rezilienţelor în zona de influenţă termică. Tratamentul termic de normalizare a dus la o creştere a valorilor rezilienţelor, cum şi la uniformizarea lor în toate zonele. În diagrama rezilienţelor se arată oscilaţia lor în diferite zone ale îmbinării sudate (fig. 11).

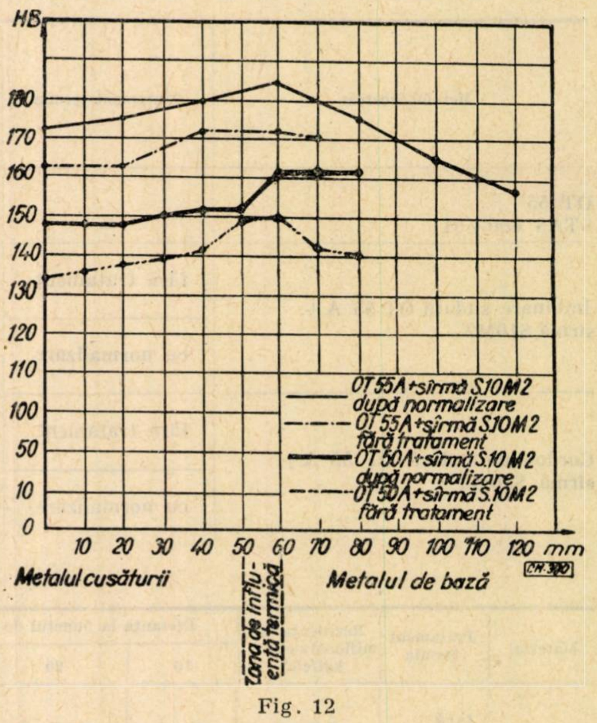


Fig. 12

După cum se vede din graficul durităţilor, nu se obţin zone cu o creştere importantă a durităţii (fig. 12). Tratamentul termic de normalizare uniformizează într-o oarecare măsură duritatea în diferitele zone ale îmbinării sudate.

În procesul de sudare în baie de zgură se produce o încălzire intensivă a metalului de bază, în zona de influență termică, ceea ce provoacă scăderea proprietăților mecanice și o creștere a durității în această zonă.

Tratamentul termic de normalizare duce la o micșorare importantă a grăunților, ceea ce provoacă și creșterea proprietăților mecanice, în special a celor care caracterizează plasticitatea metalului.

În cazul probelor noastre nu se observă o diferență mare între valorile obținute pe probe supuse sau nu tratamentului termic. Acest lucru se poate explica și prin faptul că probele au fost sudate cu preîncălzire, iar imediat după sudare, înainte de răcirea lor, îmbinările au fost încălzite la o temperatură de aproximativ 550°C, într-un cuptor din cărămidă refractară, în vederea unei răciri lente. Acest lucru a dus probabil la obținerea unei plasticități mai mari și a unei durități mai mici în zona de influență termică. Din aceleași motive, valorile rezilienței în zona de influență termică sînt destul de înalte, chiar fără tratament termic.

[1] Tehnologhia electricescoi svarchi plavleniem. Moscova, Mașghiz, 1962. [2] *Kator, B. I.* Cristalizarea primară a metalului cusăturii la sudarea electrică în baie de zgură. În : Rev. Sudura, nr. 11, 1956. [3] *Iscra, A. C.* Vnedrenie electroșlacovoi svarchi v proizvodstvo svarnolitîh construcții. Sb. Vnedrenie novîh sposobov svarchi v promîșlennosti. Moscova, Gostehizdat, 1959. [4] *Paton, B. E.* Primele rezultate ale aplicării sudurii electrice în baie de zgură și perspectivele ei. În : Rev. Sudura, nr. 5, 1956. [5] *Voloșchevici, T. Z.* Novîi sposob electroșlacovoi svarchi plavișcimsia mundștucom. În : Avtomaticescaia svarca, nr. 3. 1959. [6] *Luceg, J. A.* și *Smout, D. D.* Automatic vertical welding. În : British welding journal, 1959. [7] *Anders, W.* Reparaturen an Grossmaschinen durch partielles Elektroschlackeschweissen. În : Schweisstechnik, 1961. [8] *Savoencov, V, A.* Electroșlacovaia svarca plavișcimsia mundștucum obeciaiec statorov electriceschih mașin. În : Svarocinoie proizvodstvo, nr. 5. [9] *Vinourov, V. A.* Deformații pri electroslacovoi svarche. În : Avtomaticescaia svarca, nr. 9. 1960. [10]. *Gatalschi, I. N.* Proprietățile fluxului care determină stabilitatea procesului de sudare electrică în baie de zgură. În : Rev. Sudura, nr. 3, 1957. [11] Spravocinic electrosvarșcica. Moscova, Mașghiz, 1960. [12] Sudarea electrică în baie de zgură (traducere din limba rusă). București, IDT, 1962. [13]. *Nosenco, A. I.* și *Cosevci, V. E.* Electroslacovaia svarca nerjaveiușcei stali IH1 8N 97. Progressivnae sposobî svarchi T.B.T.I. 1961.

CD 621.595 :621.791 (498)

Réalisations des usines „23 August" — Bucarest concernant le procédé du soudage en bain de laitier

IULIUS LUPESCU, GHEORGHE MAIOR, COSTIN ILIE et VASILE BERINDE

L'article expose la technologie du soudage électrique, en bain de laitier, des anneaux de roulement pour les fours de ciment et des bandages de roulement pour les fours à griller le minerai de fer, coulés en moitiés. Pour ces pièces on emploie l'acier à haute teneur en carbone (OT 55 A et OT 50 A).

On indique les matériaux utilisés pour le soudage et les résultats des essais de laboratoire exécutés sur des épreuves ayant une section identique à celle de la pièce.

De même, sont présentées les déformations causées par le processus du soudage et les mesures à prendre pour les éviter.

CZ 624.014.27.043 :624.014.25

Calculul şi execuţia îmbinărilor sudate la construcţiile din ţevi

CONSTANTIN ŞARLĂU şi DUMITRU RADU

Proiectarea şi executarea fermelor cu zăbrele din ţevi sudate. pentru acoperişul halelor mari sau cupolelor, pune probleme importante. Fermele din ţevi sînt drepte sau curbe (arc) cu elementele în plan sau în spaţiu. Alcătuirea construcţiilor sudate din ţevi şi determinarea unor soluţii raţionale de îmbinare în noduri necesită un studiu temeinic. Această problemă capătă o importanţă şi mai mare dacă se ţine seama de tendinţa ce se accentuează, în cadrul proiectării, de a se trece de la construcţia din profile laminate la construcţia din ţevi.

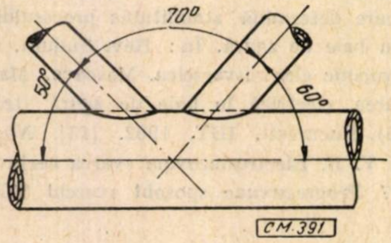


Fig. 1. Îmbinarea directă a ţevilor aşezate în axele geometrice.

Construcţiile cu zăbrele din ţevi prezintă avantajul unei greutăţi reduse şi al unei rigidităţi corespunzătoare. Prinderea ţevilor în noduri trebuie să se facă în mod simplu, prin folosirea tipurilor de îmbinări sudate, care nu măresc greutatea şi în acelaşi timp nu ridică nici costul construcţiei.

Întrucît îmbinările sudate la construcţiile din ţevi prezintă anumite particularităţi de calcul şi de execuţie, se dau, în cazul de faţă anumite precizări privind tipurile de îmbinări sudate utilizate şi calculul respectiv.

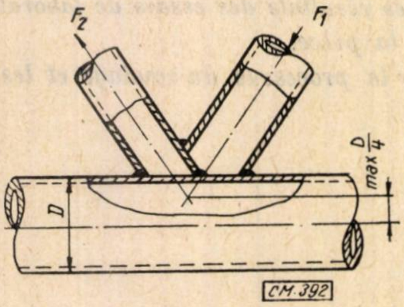


Fig. 2. Îmbinarea directă a ţevilor aşezate dezaxat.

Prinderea ţevilor în noduri se poate face cu ajutorul guseelor sau direct, axele geometrice fiind concurente (fig. 1) sau dezaxate cu maximum $\frac{D}{4}$ (fig. 2).

În cazul fixării dezaxate a ţevilor în noduri şi fără guseu, se prinde mai întîi bara întinsă şi apoi cea comprimată, aşa cum se arată în figura 2. Pentru a se obţine noduri sudate, cu o rezistenţă bună, trebuie îndeplinite următoarele condiţii :

— diagonala să facă cu talpa un unghi mai mare decît 30° ;

— diametrul diagonalei să fie mai mare decît a patra parte din diametrul tălpii ;

— să se respecte ordinea de sudare aleasă în mod corect.

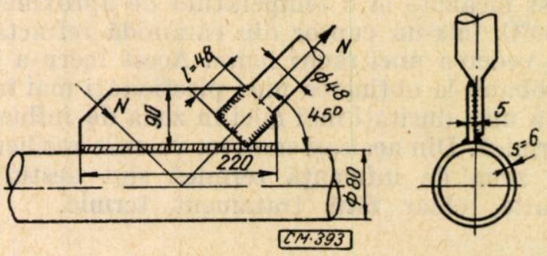


Fig. 3. Îmbinarea ţevilor cu cap aplatisat şi guseu.

În cazul prinderii cu guseu, îmbinările pot avea capătul ţevii aplatisat ca în figura 3, capătul ţevii crestat ca în figura 4 (secţiunea $A-A$) sau fasonat ca în figura 4 (secţiunea $B-B$).

Îmbinări sudate cu capătul ţevii aplatisat. Din condiţia ca îmbinarea sudată să transmită aceeaşi forţă ca şi bara respectivă se poate determina lungimea cusăturii sudate şi deci lungimea capătului ţevii aplatisat şi suprapus peste guseu (fig. 3) :

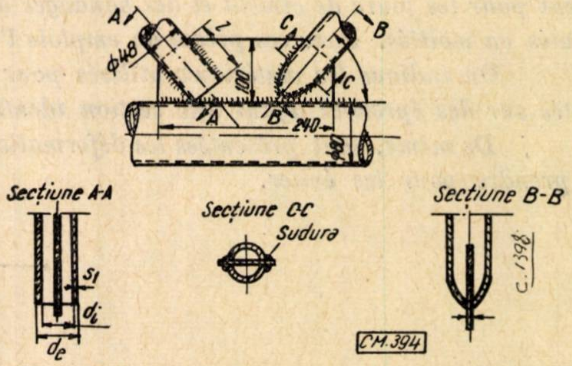


Fig. 4. Îmbinarea ţevilor cu guseu, cu cap crestat şi cu cap fasonat.

$$P = \frac{\pi}{4}\,(d_e^2 - d_i^2)\,\sigma_a = 2\,(l + d_e)\,a \cdot 0{,}65\,\sigma_a. \quad (1)$$

Dacă se aproximează :

$$\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2) = \pi\left(d_e - \frac{s}{2}\right)s = \pi d_m s,$$

se obţine :

$$P = \pi d_m s\,\sigma_a = 2\cdot a\cdot 0{,}65\cdot\sigma_a\,(l + d_e), \qquad (2)$$

în care s este grosimea peretelui ţevii.

Dacă $a \leqslant 2\cdot 0{,}7\cdot s$, relaţia (2) devine

$$\pi d_m = 1{,}80\ (l + d_e)$$

din care, prin aproximare, se obţine :

$$l \simeq d_e. \qquad (3)$$

Îmbinarea sudată cu capătul ţevii crestat. Prin crestare, capătul ţevii cuprinde guseul pe lungimea l care se determină din condiţia :

$$P = \frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)\,\sigma_a = 4\cdot a\cdot l\cdot 0{,}65\,\sigma_a, \qquad (4)$$

unde $a = 0{,}7\cdot s$ reprezintă grosimea sudurii. Simplificînd, se obţine :

$$l = \frac{\pi\,(d_e - s)}{1{,}82} = 1{,}725\ (d_e - s). \qquad (5)$$

Deoarece s este mic în raport cu d_e, lungimea crestării ţevii se poate lua, pentru siguranţă :

$$l \simeq 1{,}75\ d_e. \qquad (6)$$

Îmbinarea cu ţeavă fasonată nu diferă mult din punctul de vedere al calculului de rezistenţă şi se poate lua aproximativ aceeaşi lungime de aşezare a capătului ţevii :

$$l = 1{,}70\ d_e. \qquad (7)$$

Îmbinarea sudată la ţevi prinse direct (*fără guseu*). Este o îmbinare la fel de rezistentă, dar mai economică şi cu aspect estetic.

Capătul ţevii se prelucrează după forma cilindrică a ţevii talpă.

Perimetrul cusăturii variază în funcţie de raportul diametrelor ţevilor care se sudează şi de unghiul dintre ele. În mod obişnuit, diagonalele fac împreună cu talpa un unghi de 35—55°, iar montanţii, de 90°.

Literatura de specialitate prevede verificarea acestor îmbinări sudate cu relaţia :

$$\sigma_s = \frac{P}{p\cdot a} \leqslant \sigma_{as}, \qquad (8)$$

în care p este perimetrul cusăturii sudate, iar a—grosimea stratului de adaos.

Calculul perimetrului sudurii se realizează cu relaţiile (fig. 5) :

$$\left.\begin{aligned} p &= b + c + 3\sqrt{b^2 + c^2} \\ b &= \frac{D_2}{2\sin\beta} \\ c &= \frac{D_2}{3}\cdot\frac{3 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2}{2 - \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2} \end{aligned}\right\} \qquad (9)$$

Calculul sau verificarea îmbinărilor sudate cu aceste relaţii este greoaie şi complicată. În cele ce urmează se prezintă o metodă de calcul mai simplă.

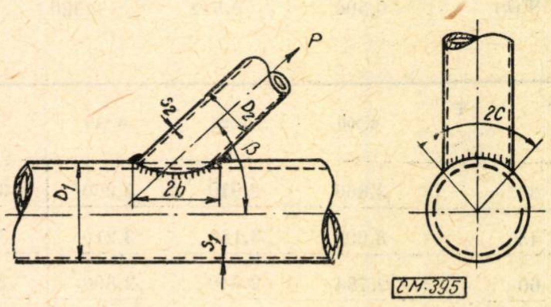


Fig. 5. Elementele îmbinării directe a ţevilor.

Mărimea c se poate exprima mai uşor notînd raportul $\frac{D_2}{D_1} = k$:

$$c = D_1\cdot\frac{k}{3}\cdot\frac{3 - k^2}{2 - k^2} = D_1\,\Phi\,(k). \qquad (10)$$

Introducînd în relaţia (8), aceasta devine :

$$\sigma_s = \frac{P}{a\left\{\frac{D_2}{2\sin\beta} + D_1\Phi(k) + 3\sqrt{\left(\frac{D_2}{2\sin\beta}\right)^2 + [D_2\,\Phi\,(k)]^2}\right\}}. \qquad (11)$$

Împărţind şi înmulţind cu D_2 expresia de la numitorul relaţiei (11), se obţine :

$$\sigma_s = \frac{P}{a\cdot D_2\frac{D_2}{D_2 2\sin\beta} + \frac{D_1}{D_2}\Phi(k) + 3\sqrt{\frac{D_2^2}{4D_2^2\sin^2\beta} + \frac{D_1^2}{D_2^2\Phi^2(k)}}}, \qquad (12)$$

în care, dacă se introduce $\frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{k}$ şi se notează $\frac{\Phi\,(k)}{k} = \Psi(k)$, se obţine :

$$\sigma_s = \frac{P}{a\cdot D_2\left[\frac{1}{2\sin\beta} + \Phi\,(k) + 3\sqrt{\frac{1}{4\sin^2\beta} + \Psi^2(k)}\right]}. \qquad (13)$$

Expresia (13) se poate aduce la o formă mai simplă :

$$\sigma_s = \frac{P}{a\Psi(k)\cdot D_2\left[1+3\sqrt{1+\left(\frac{1}{2\Psi(k)\sin\beta}\right)^2}\right]} \quad (14)$$

Valorile funcţiilor Φ(*k*) şi Ψ (*k*) sînt calculate în tabela 1.

Tabela 1

$k=\frac{D_2}{D_1}$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Φ(*k*)	0,152	0,206	0,260	0,320	0,390	0,462	0,550	0,666
Ψ(*k*)	0,506	0,512	0,520	0,535	0,554	0,578	0,615	0,666

Tabela 2

β \ Ψ	0,500	0,520	0,540	0,560	0,580	0,600	0,620	0,640	0,640
30°	3,860	3,910	3,960	3,990	4,030	4,090	4,140	4,200	4,250
45°	3,098	3,140	3,210	3,270	3,320	3,376	3,440	3,500	3,550
60°	2,784	2,840	2,890	2,960	3,040	3,094	3,140	3,220	3,280
90°	2,610	2,680	2,740	2,820	2,880	2,940	3,020	3,080	3,140

Pentru determinarea valorilor intermediare s-a construit graficul din figura 6.

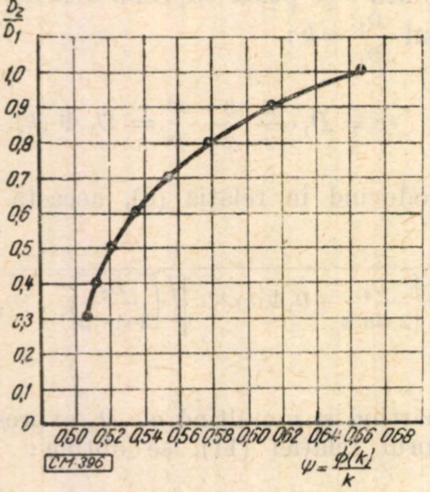


Fig. 6. Graficul funcţiei Ψ (*k*).

Calculul se poate simplifica şi mai mult dacă se introduce o nouă notaţie :

$$\omega = \Psi\left[1+3\sqrt{1+\left(\frac{1}{2\Psi\sin\beta}\right)^2}\right], \quad (15)$$

relaţia (14) devenind :

$$\sigma_s = \frac{P}{a\cdot D_2\cdot\omega} \leqslant 0{,}65\ \sigma_a . \quad (16)$$

Valorile intermediare ale funcţiei $\omega = f(\Psi,\beta)$ sînt determinate în tabela 2 şi în graficul din figura 7.

La realizarea îmbinărilor sudate din ţevi are o mare importanţă prelucrarea corectă a capătului ţevii, în special în cazul prinderii directe (fără guseu). Ţevile folosite la construcţiile cu zăbrele sînt din oţel OLT 35 şi OLT 45, cu un conţinut de 0,12—0,15% C ; 0,6% Mn ; 0,4% Si ; S, P maximum 0,1%. Rezultă o

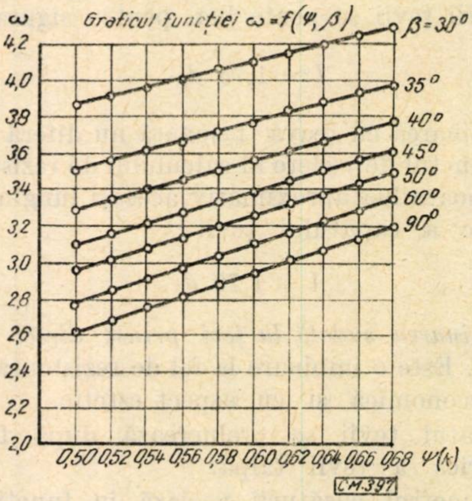


Fig. 7. Graficul funcţiei ω — *f* (Ψ, β).

bună sudabilitate a materialului. Construcţiile sudate din ţevi, care lucrează în condiţii grele, se sudează cu electrozi de calitate EL 50 cu înveliş bazic şi EL Tit. 48, care dau suduri cu alungire specifică şi rezilienţă mare.

O îmbinare sudată cu rezistenţă bună se obţine asigurînd penetraţia pe toată grosimea peretelui ţevii. Penetraţia însă este în legătură directă cu valoarea curentului de sudare şi a rostului dintre piese. La sudurile de colţ, adică la îmbinările prin suprapunere, acest lucru se realizează mai ușor, iar la îmbinările cu prindere directă, mai greu. În figura 8 este arătat modul de pregătire a capătului țevii prin teșirea la un unghi $\alpha \simeq 50°$ pe 1/3 din perimetru și la un unghiu $\beta \simeq 35°$ pe restul perimetrului; între capătul diagonalei și țeava talpă se lasă un rost $\Delta \simeq 2$ mm.

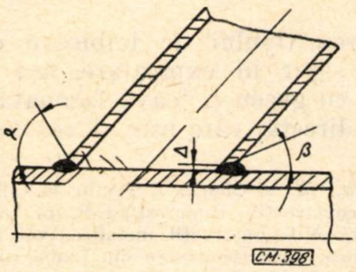


Fig. 8. Elementele prelucrării țevii pentru prinderea directă.

Stratul de sudură de la rădăcină se execută cu un electrod de diametru mai mic, în special în porțiunea de unghi β. Curentul de sudare se alege în funcție de grosimea electrodului, cu ajutorul relației : $I = (35-40)\ d_e$. Valorile mai mici ale curentului corespund sudurilor de poziție.

Țevile pregătite pentru alcătuirea fermei se fixează provizoriu cu patru suduri scurte așezate echidistant pe circumferință. Executarea sudurilor definitive se face în ordinea și în sensul arătat în figura 9.

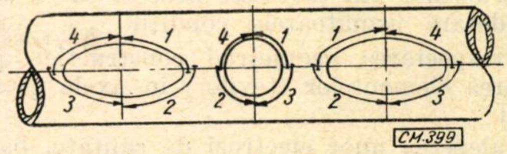


Fig. 9. Ordinea executării cusăturilor sudate în cazul prinderii directe a țevilor.

O atenție deosebită se acordă sudurilor din regiunea unghiului α(fig. 7), solicitarea respectivă fiind mai mare.

Tabela 3

Felul îmbinării	Operații	Consum, lei			Total îmbinări
		material	energie	timp	
Îmbinări cu guseu și țeavă aplatisată	aplatisarea capătului țevii la cald	0,5	—	0,60	5,06
	tăierea și fasonarea guseului	1,80	0,50	0,20	
	sudarea guseului	0,24	0,20	0,30	
	sudarea țevilor pe guseu	0,32	0,16	0,24	
	total	2,86	0,86	1,34	
Îmbinări cu guseu și țeavă crestată	crestarea capătului țevii	—	0,20	1,00	5,16
	tăierea și fasonarea guseului	1,80	0,50	0,20	
	sudarea guseului	0,24	0,20	0,30	
	sudarea țevii pe guseu	0,32	0,16	0,24	
	total	2,36	1,06	1,74	
Îmbinări cu guseu și țeavă fasonată	crestarea capătului țevii	—	0,20	1,00	6,26
	fasonarea la cald a capătului țevii	0,50	—	0,60	
	tăierea și fasonarea guseului	1,80	0,50	0,20	
	sudarea guseului	0,24	0,20	0,30	
	sudarea țevii pe guseu	0,32	0,16	0,24	
	total	2,86	1,06	2,44	
Îmbinări prin prindere directă	prelucrarea capătului țevii	—	0,50	2,00	3,22
	sudarea directă a țevii	0,32	0,16	0,24	
	total	0,32	0,66	2,24	

Pentru a studia eficiența economică au fost executate cele patru tipuri de îmbinări arătate în figurile 3, 4 și 5, determinîndu-se, pe lîngă comportarea la solicitare mecanică, și criteriul de ordin economic, pentru alegerea tipului de îmbinare sudată corespunzător. Sudarea s-a făcut manual, cu electrozi EL Tit. 48, cu diametrul de 3,25 şi 4 mm, la un curent de 130, respectiv 160 A.

Determinarea consumului de materiale, energie şi manoperă s-a făcut prin calcul şi experimental, datele obţinute fiind trecute în tabela 3.

În concluzie, la proiectarea şi executarea construcţiilor din ţevi este necesar să se ia în considerare următoarele condiţii :

— respectarea geometriei construcţiei, prin aşezarea elementelor (ţevilor) în axele geometrice ;

— alegerea unor electrozi de calitate, bazici sau titanici, bine uscaţi înainte de sudare, pentru a nu introduce pori în cusătură ;

— respectarea tehnologiei de execuţie, a parametrilor regimului de sudare şi a ordinii de efectuare a sudurilor ;

— evitarea executării sudurilor în poziţie nefavorabilă, prin folosirea dispozitivelor de sudare şi asamblare ;

— folosirea, la executarea construcţiilor sudate din ţevi, a sudorilor cu calificare corespunzătoare ;

— alegerea tipului de îmbinare cu aspect estetic şi sigur în exploatare, aşa cum este îmbinarea cu guseu şi ţeavă fasonată, sau prin prinderea directă, care este şi cea mai ieftină.

---

[1] *Popescu, M.* şi *Otescu, I.* Profile metalice cu pereţi subţiri în construcţii. Bucureşti, Editura tehnică, 1963.

[2] *Streleţki, N.S.* Construcţii metalice, vol. 2, Bucureşti, Editura tehnică, 1954 (traducere din limba rusă.).

[3] *Nicolaev G. A.* Construcţii sudate. Moscova, Maşghiz, 1963.

[4] *Neuman, A.* Schweisstechnik für Konstructeur D.D.R. Berlin, 1956.

[5] *Şarlău, C.* şi *Radu, D.* Proiectarea şi executarea îmbinărilor sudate la construcţiile din ţevi. Buletin I.P.T., 1964.

CZ 624.014.27.043 :624.014.25

Étude sur la forme, le calcul et l'exécution des assemblages soudés pour construction en tubes

CONSTANTIN ŞARLĂU ET DUMITRU RADU

Les constructions soudées en tubes sont de plus en plus utilisées parce qu'elles offrent l'avantage d'être à la fois légères et suffisamment rigides.

Etant donné que les assemblages soudés en tubes présentent certaines particularités de calcul et d'exécution, les auteurs précisent leurs différents types et leur calcul.

C'est ainsi que les figures 1—4 montrent les assemblages de tubes avec et sans gousset, et les relations mathématiques (3), (6) et (7) donnent la longueur de la superposition du tube sur le gousset, déterminée en tenant compte de la résistance de la soudure. Le calcul et la vérification des soudures réalisées par la fixation des tubes dans les noeuds d'assemblage sont expliqués à l'aide de la relation (16) et des graphiques présentés dans les figures 6 et 7.

La technologie de la préparation et de l'exécution des assemblages pour constructions en tubes est ensuite examinée et certains paramètres du régime du soudage sont indiqués.

La conclusion contient des précisions sur les consommations de matériaux et d'énergie pour chaque type d'assemblage; ces données figurent dans le tableau 3.

Il résulte que les assemblages soudés les plus avantageux, sous l'aspect de leur résistance et sous celui de l'économie, sont ceux que l'on obtient par la fixation directe (sans gousset).

CZ 620.172.21 : 621.791

Contribuţii la determinarea lucrului mecanic specific de rupere la încercarea de tracţiune statică

ACAD. ŞTEFAN NĂDĂŞAN şi VOICU SAFTA

Determinarea unei mărimi unice, caracteristică materialului, cu ajutorul căreia să se poată defini integral comportarea unui metal supus la solicitări exterioare, formează obiectul unor preocupări intense în domeniul încercărilor de metale.

Caracteristica luată în discuţie în ultimul timp [1] şi care se întrevedea să poată deveni un criteriu de apreciere a comportării metalelor este lucrul mecanic specific de rupere. În lucrări recente de specialitate se deduc relaţii teoretice [1], [2], care permit calcularea lucrului mecanic specific de rupere în cazul epruvetelor supuse la solicitări statice de tracţiune.

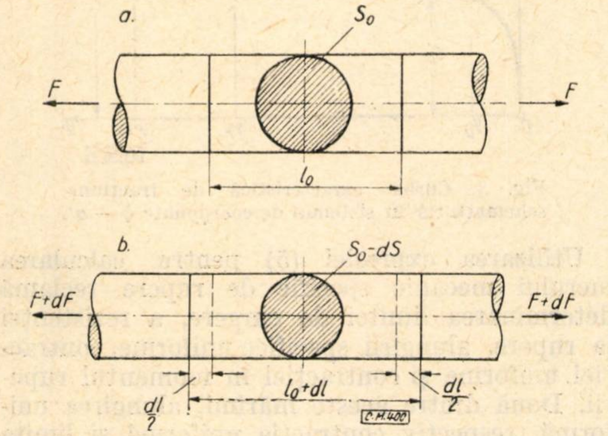


Fig. 1. Volumul considerat dintr-o epruvetă cilindrică supusă la tracţiune :
a – în momentul *t*; *b* – în momentul *t* + *dt*.

În prezenta lucrare se aduce o contribuţie la metodica de determinare a lucrului mecanic specific de rupere, pe baza analizei unor rezultate experimentale şi a principalelor metode propuse în acest sens.

Lucrul mecanic înmagazinat în timpul încercării de tracţiune pînă la rupere într-un volum V_0 de material are expresia :

$$A = \int_{l_0}^{l_r} \frac{F \cdot dl}{V_0} = \int_{l_0}^{l_r} \frac{F \cdot dl}{S_0 \cdot l_0}, \tag{1}$$

în care :

F reprezintă forţa aplicată pe direcţia $\overline{dl}$;
l_0 — lungimea iniţială a elementului de volum considerat;
l_r — lungimea finală a elementului de volum considerat, corespunzătoare ruperii epruvetei;
S_0 — aria secţiunii iniţiale (fig. 1).

Dacă se consideră că volumul de referinţă se menţine constant în timpul deformării, chiar la deformaţii suficient de mari, ipoteză admisă în teoria plasticităţii [3] :

$$S \cdot l = S_0 \cdot l_0, \tag{2}$$

se ajunge la expresia :

$$A = \int_0^{\varepsilon_r} \sigma \cdot d\varepsilon = \int_0^{\varepsilon_r'} \sigma' \cdot d\varepsilon', \tag{3}$$

unde :

$d\varepsilon = \frac{dl}{l_0}$ este alungirea specifică elementară reală;
$d\varepsilon' = \frac{dl}{l}$ — alungirea specifică elementară efectivă, logaritmică;
$\sigma' = \frac{F}{S}$ — tensiunea efectivă, reală;
S — aria secţiunii în momentul considerat.

Alungirea specifică reală ε, adică alungirea raportată la lungimea *iniţială a elementului* considerat, poate fi exprimată în funcţie de contracţie, ψ, respectiv diametrul iniţial d_0 şi cel corespunzător momentului considerat d, sub forma :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{\psi}{1 - \psi} = \frac{d_0^2 - d^2}{d^2}, \tag{3a}$$

dacă bineînţeles se referă la epruvete cilindrice. Alungirea specifică reală diferă de alungirea specifică convenţională, definită prin raportul dintre alungire şi lungimea *iniţială a epruvetei*, l_{in} :

$$\varepsilon_0 = \frac{\Delta l}{l_{in}} = \frac{\Delta l_{uniform}}{l_{in}} + \frac{\Delta l_{local}}{l_{in}}, \tag{3b}$$

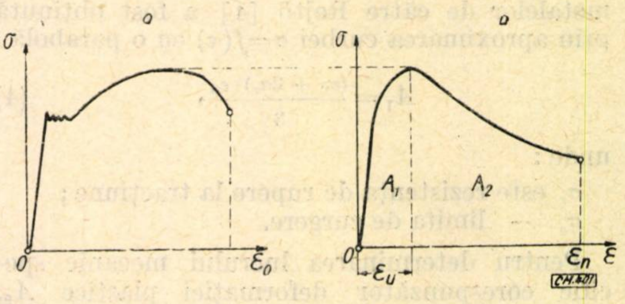


Fig. 2. Curba caracteristică de tracţiune :
a – în sistemul de coordonate $\varepsilon_0 - \sigma$; *b* – în sistemul de coordonate $\varepsilon - \sigma$

care, neavînd nici un sens fizic din cauza termenului al doilea al membrului doi din relaţia (3b), nu se întrebuinţează. Din acest motiv alura curbei caracteristice de tracţiune diferă în cele două sisteme de coordonate (fig. 2).

Alungirea specifică efectivă ε' adică alungirea raportată la lungimea unui element care se modifică continuu în timpul solicitării:

$$\varepsilon' = \int_{l_0}^{l} \frac{dl}{l} = \ln\frac{l}{l_0} = -\int_{S_0}^{S} \frac{dS}{S} = \ln\frac{S_0}{S} =$$

$$= \ln\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 = \ln\frac{1}{1-\psi} \qquad (3c)$$

reflectă mai îndeaproape deformaţia produsă într-un element de volum decît alungirea specifică reală ε, la care lungimea elementului l_0 se consideră constantă în timpul deformării (relaţia 3a). Acest lucru apare şi mai pregnant după localizarea deformării şi apariţia gîtuirii. Sub forma dată mai sus tensiunea efectivă, reală σ', este cu adevărat reală numai în domeniul deformaţiilor repartizate uniform de-a lungul epruvetei $0-\varepsilon_u$ (fig. 2 *b*), devenind de fapt o tensiune *medie* după localizarea deformaţiei, începerea gîtuirii, cînd se formează o stare triaxială de tensiune. În cazul epruvetelor cu concentratori, existenţa unei stări triaxiale de tensiune face ca de la început tensiunea σ' să fie de fapt o tensiune medie, valoarea ei fiind diferită de valoarea tensiunilor reale în diverse puncte ale secţiunii.

Pentru uşurarea calculelor se poate admite folosirea tensiunii reale medii σ'.

Din relaţia (3) rezultă că lucrul mecanic specific înmagazinat pînă la rupere în volumul maxim deformat se poate determina prin calcul sau grafic în două sisteme de coordonate diferite $\varepsilon-\sigma$, respectiv $\varepsilon'-\sigma'$.

Aria determinată de curba caracteristică la tracţiune în sistemul de coordonate $\varepsilon-\sigma$ poate fi despărţită (fig. 2 *b*) în două domenii: aria notată cu A_1, care reprezintă lucrul mecanic specific înmagazinat pînă la limita deformaţiei uniforme ε_u şi aria notată cu A_2, care reprezintă lucrul mecanic specific înmagazinat de material în timpul deformaţiei plastice.

Expresia lucrului mecanic specific A_1 calculată şi utilizată drept criteriu al tenacităţii metalelor de către Rejtö [4] a fost obţinută prin aproximarea curbei $\sigma=f(\varepsilon)$ cu o parabolă:

$$A_1 = \frac{(\sigma_c + 2\sigma_r)\cdot \varepsilon_u}{3}, \qquad (4)$$

unde:

σ_r este rezistenţa de rupere la tracţiune;

σ_c — limita de curgere.

Pentru determinarea lucrului mecanic specific corespunzător deformaţiei plastice A_2, autorii lucrării [1], admiţînd ipoteza lui Körber [5] potrivit căreia, în domeniul cuprins între deformaţia uniformă şi rupere, variaţia $\sigma' = f(S)$, respectiv $\sigma' = f(\psi)$, este liniară, iar prin extrapolarea curbei la $S=0$, respectiv $\psi=1$, se obţine $\sigma' = 2\,\sigma'_u$ (fig. 3), şi căutînd să introducă în relaţie elemente uşor de urmărit în cursul încercării statice de tracţiune, au ajuns la următoarea expresie a lucrului mecanic specific de rupere:

$$A = \frac{(\sigma_c + 2\sigma_r)\,\varepsilon_u}{3} + \sigma_r(1+\varepsilon_u)\left[2\ln\frac{1-\psi_u}{1-\psi_r} + \right.$$

$$\left. + \frac{1-\psi_r}{1-\psi_u} - 1\right], \qquad (5)$$

unde:

ψ_u reprezintă contracţia la limita deformaţiei uniforme, ε_u;

ψ_r — contracţia corespunzătoare ruperii epruvetei.

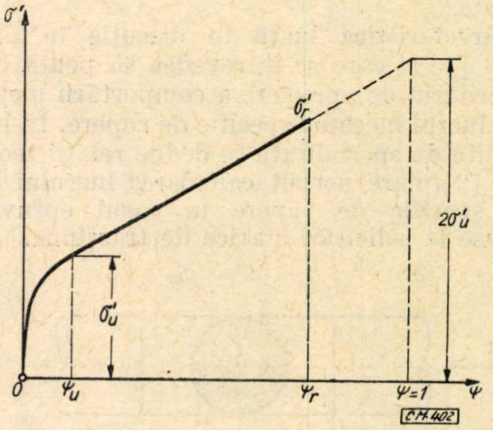


Fig. 3. Curba caracteristică de tracţiune schematizată în sistemul de coordonate $\psi-\sigma'$.

Utilizarea expresiei (5) pentru calcularea lucrului mecanic specific de rupere reclamă determinarea limitei de curgere, a rezistenţei la rupere, alungirii specifice uniforme, contracţiei uniforme şi contracţiei în momentul ruperii. Două dintre aceste mărimi, alungirea uniformă, respectiv contracţia uniformă şi limita de curgere, sînt în general dificil de determinat şi pot produce erori apreciabile în utilizarea expresiei (5). În plus, la încercarea epruvetelor cu concentratori de tensiune, alungirea uniformă, respectiv contracţia uniformă, îşi pierd sensul fizic.

O altă metodă de determinare a lucrului mecanic specific de rupere, mai simplă, a fost obţinută prin analizarea curbelor caracteristice reale de tracţiune (punctul 2). Ea se bazează pe observaţia că în sistemul de coordonate $\varepsilon'-\sigma'$ suprafaţa determinată de curba caracteristică reală are forma unui trapez. În acest fel se obţine:

$$A = \int_{l_0}^{l} \sigma'\cdot d\varepsilon' \cong k(\sigma_r + \sigma'_r)\log\frac{d_0}{d_r} \qquad (6)$$

unde: $k=2{,}1$ la epruvete cu concentratori de tensiune şi $k=2{,}3$ la epruvete netede.

Se menţionează că relaţia sub o formă apropiată de (6) a fost dedusă teoretic [6] în ipoteza că intersecţia curbei caracteristice reale $\sigma' = f(\varepsilon')$ extrapolate cu axa ordonatelor determină pe aceasta segmentul OA (fig. 5), în care $\sigma' \cong \sigma_r$ [7], [8].

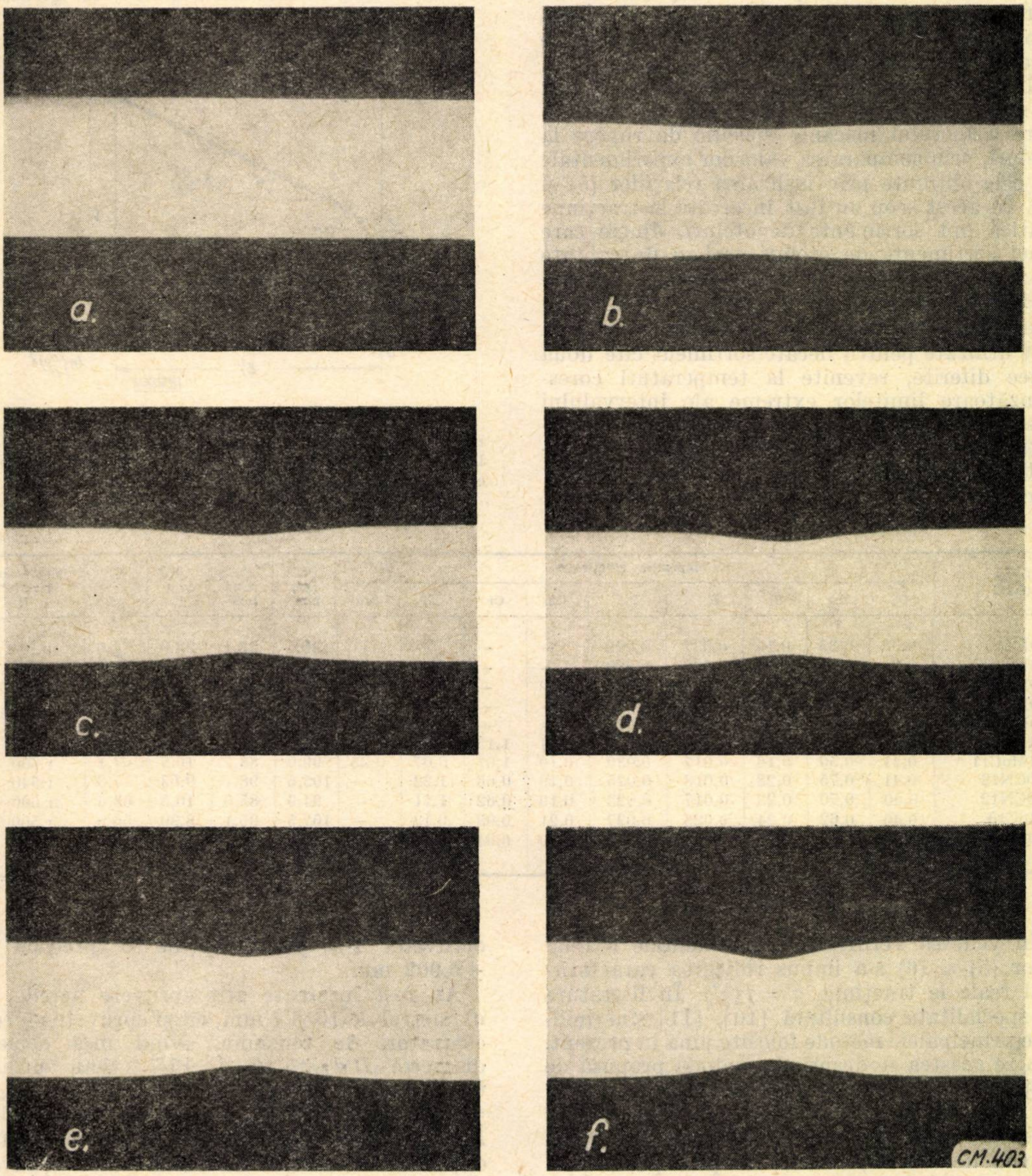


Fig. 4. Fotografii obţinute la încercarea de tracţiune a unei epruvete netede.

Relaţia (6) de determinare a lucrului mecanic specific de rupere în comparaţie cu relaţia (5) prezintă următoarele avantaje mai importante :

— utilizează mărimi care se stabilesc mai simplu cu încercări obişnuite de tracţiune : forţa maximă de rupere F_{max}, diametrul iniţial d_0 şi final d_r al epruvetei şi forţa în momentul ruperii F_r, care se determină cu uşurinţă în timpul încercării ;

— permite calcularea lucrului mecanic specific de rupere şi la epruvete cu concentratori de tensiune, unde relaţia (5) nu poate fi fundamentată fizic, iar erorile faţă de valorile experimentale, după cum se va vedea, devin prohibitiv de mari ;

— chiar în cazul utilizării relaţiei (5), la determinarea lucrului mecanic specific de rupere la epruvete cu concentratori de tensiune, pentru stabilirea alungirii, respectiv contracției uniforme, trebuie aplicată metoda preconizată încă de Considère [9]; aceasta însă reclamă ridicarea unei porțiuni importante din curba caracteristică de tracțiune, pe lîngă faptul că însăși construcția propusă ca atare duce la incertitudini suficient de mari.

În cadrul studiului experimental s-a căutat să se verifice valabilitatea relațiilor de determinare a lucrului mecanic specific de rupere la oțeluri, prin compararea valorilor experimentale cu cele obținute prin utilizarea relațiilor (5) și (6). În acest scop au fost încercate la tracțiune statică opt sortimente de oțeluri, dintre care cinci sortimente de oțeluri carbon de calitate în stare normalizată și trei sortimente de oțeluri aliate cu crom, crom-nichel și crom-molibden în stare îmbunătățită. La oțelurile aliate au fost utilizate pentru fiecare sortiment cîte două culee diferite, revenite la temperaturi corespunzătoare limitelor extreme ale intervalului specificat în standarde. În tabela 1 se dau indicații privitoare la compoziția chimică, caracteristicile mecanice uzuale și tratamentul termic.

Tabela 1

Marca oțelului	Compoziția chimică, %									σ_r kgf/mm²	σ_c, kgf/mm²	δ, %	ψ, %	Tratament termic* °C
	C	Mn	Si	S	P	Cu	Cr	Ni	Mo					
OLC10	0,08	0,35	0,16	0,037	0,029	—	—	—	—	39,4	28,1	33,0	73,0	n.910
OLC25	0,21	0,62	0,27	0,032	0,030	—	—	—	—	49,2	31,5	29,0	66,1	n.880
OLC35	0,38	0,54	0,27	0,034	0,026	0,23	—	—	—	56,5	36,0	23,3	57,3	n 840
OLC45	0,49	0,67	0,37	0,028	0,033	—	—	—	—	72,0	40,7	19,0	46,5	n.820
OLC60	0,55	0,61	0,25	0,024	0,026	—	—	—	—	77,7	42,5	15,4	37,8	n.810
41MoC11	0,41	0,60	0,22	0,020	0,027	0,21	1,15	0,08	0,22	125,7	115,1	7,02	48,9	r.500
41MoC11	0,41	0,50	0,16	0,017	0,030	0,19	1,01	0,07	0,25	99,0	88,2	10,5	64,1	r.600
40CN12	0,41	0,75	0,28	0,018	0,025	0,19	0,65	1,22	—	105,5	98,1	9,03	57,8	r.540
40CN12	0,40	0,70	0,23	0,017	0,023	0,19	0,62	1,11	—	94,6	85,0	10,5	63,6	r.600
40C10	0,40	0,62	0,24	0,025	0,027	0,21	0,98	0,12	—	107,5	95,1	8,30	56,0	r.500
40C10	0,37	0,63	0,25	0,024	0,026	0,19	0,94	0,11	—	89,0	75,2	11,4	65,6	r.600

* *n*—normalizare:
r—revenire.

În vederea verificării experimentale a relațiilor (5) și (6) s-a impus ridicarea caracteristicii reale la tracțiune $\sigma' = f(\varepsilon')$. În literatura de specialitate consultată [10], [11] sînt indicate principalele metode folosite pînă în prezent. Dintre acestea se desprinde metoda propusă de Zaițev [10], care însă pare destul de greoaie. Ea se bazează pe descărcarea epruvetelor înaintea efectuării măsurărilor în secțiunea maxim deformată, ceea ce în plus poate provoca erori și datorită procesului de relaxare ce se produce în timpul opririi încărcării.

În lucrarea de față s-a adoptat metoda fotografierii diferitelor faze ale deformării epruvetei în cursul încercării. Această metodă a fost utilizată de altfel și într-o altă lucrare [12]. În timpul încercării s-au efectuat în medie 15—20 fotografieri, obținîndu-se astfel după prelucrarea rezultatelor tot atîtea perechi de valori $\sigma' - \varepsilon'$. Se remarcă faptul că prin întrebuințarea unei hîrtii fotografice cu granulație foarte fină, în condițiile realizării unui contrast ridicat și întrebuințarea microscopului de măsurat, la determinarea diametrului în zona gîtuită a

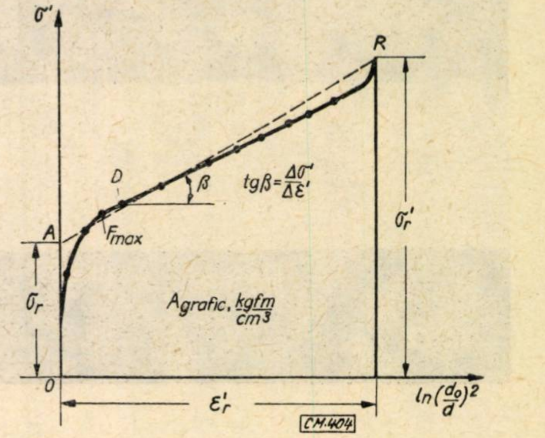


Fig. 5. Curba caracteristică de tracțiune a unei epruvete netede în sistemul de coordonate $\varepsilon' - \sigma'$. În figură se indică locul în care se localizează deformația, punctul *D*. Punctat este reprezentată schematizarea curbei prin dreapta *AR*, corespunzătoare relației (6).

epruvetei s-a putut obține o precizie de $\pm 0{,}002$ mm.

Au fost încercate atît epruvete netede, cu diametrul de 10 și 7 mm, cît și epruvete cu concentratori de tensiune, avînd însă aceleași diametre $D/d = 15/10$ și $15/7$. S-au utilizat următorii coeficienți de concentrare: $\alpha_k = 2{,}60$; $2{,}85$; $3{,}9$; $4{,}75$ și $5{,}2$ după Neuber [13]. În figura 4 se prezintă o parte din fotografiile obținute în cursul încercării unei epruvete netede.

În urma încercărilor efectuate s-au construit curbele reale, efective, tensiune-deformație, $\sigma' = f(\varepsilon')$.

În figurile 5 și 6 sînt reprezentate curbele analoge celor obținute la încercarea epruvetelor netede (fig. 5) și cu concentratori de tensiune (fig. 6), în sistemul de coordonate $\ln\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - \sigma'$.

Valorile experimentale ale lucrului mecanic specific de rupere A_{grafic} au fost determinate prin planimetrarea ariei limitate de curbele caracteristice reale la o anumită scară convenabil aleasă (tab. 2).

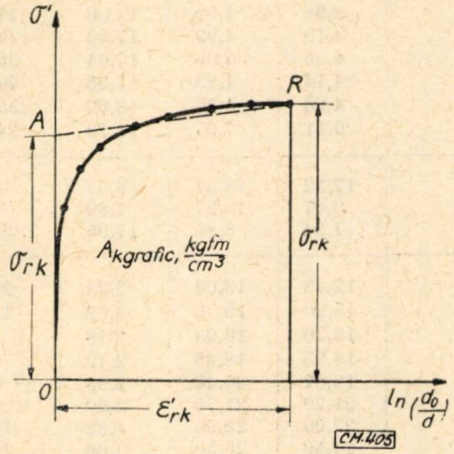

σ'
R
A
σ_{rk}
$A_{kgrafic}, \frac{kgfm}{cm^3}$
σ_{rk}
0
ε'_{rk}
$\ln\left(\frac{d_0}{d}\right)$
CH.405

Fig. 6. Curba caracteristică de tracţiune a unei epruvete cu concentrator de tensiune în sistemul de coordonate $\varepsilon' - \sigma'$. Punctat se indică schematizarea curbei cu dreapta *AR*, corespunzătoare relaţiei (6).

Analizînd valorile lucrului mecanic specific de rupere, determinate experimental la epruvete netede, şi cele calculate cu relaţia (5), rezultă diferenţe care ajung la 20%, abaterea medie pătratică totală fiind de 6,02%. Cauzele acestor diferenţe trebuie atribuite ipotezelor admise la determinarea analitică a expresiei (5). Într-adevăr, faptul că în această relaţie se neglijează valoarea finală reală a tensiunii efective în momentul ruperii, folosindu-se o tensiune fictivă determinată prin admiterea ipotezei lui Körber $\sigma'_{\psi=1} = 2\sigma'_u$, duce la diferenţe faţă de valorile obţinute pe cale experimentală.

În cele ce urmează, pe baza rezultatelor experimentale obţinute, s-a verificat relaţia dată de Körber. În acest scop curbele caracteristice reale au fost transpuse în sistemul de coordonate $\psi - \sigma'$ (fig. 2), determinîndu-se valorile tensiunilor efective, reale, corespunzătoare limitei deformaţiei uniforme σ'_u pe de o parte şi tensiunile efective, corespunzătoare lui $S=0$ ($\psi = 1$) pe de altă parte, $\sigma'_{\psi=1}$. Rezultatele au fost centralizate în tabela 3.

Din examinarea tabelei 3 se pot trage concluzii în legătură cu abaterile de la ipoteza admisă în lucrarea [1], care a stat la baza stabilirii relaţiei (5). Abaterea maximă este de 19,10%, iar abaterea medie pătratică este de 8,92%, ceea ce explică diferenţele amintite . Exceptînd oţelurile carbon de calitate cu un conţinut redus de carbon, toate celelalte oţeluri examinate

Tabela 2

Material	A kgfm/cm²			Δa (6) $\frac{A_c - A_g}{\%}$	Δa (5) $\frac{A_c - A_g}{\%}$	Δa^2 (6)	Δa^2 (5)
	grafic A_g	calculat A_c relaţia (6)	calculat A_c relaţia (5)				
41MoC11	92,6	94,7	111,5	2,270	20,40	5,153	416,16
revenit la 500°C	105,6	107,2	115,05	1,517	9,05	2,293	81,90
41MoC11	133,4	136,8	142,2	2,550	6,60	6,503	43,56
revenit la 600°C	136,2	138,7	145,15	1,836	6,67	3,360	43,16
40CN10	120,0	121,6	127,5	1,333	6,25	1,772	39,06
revenit la 540°C	114,7	116,2	120,7	1,310	5,24	1,716	27,46
revenit la 540°C	119,0	121,4	127,3	2,020	6,97	4,080	48,58
40CN12	128,2	131,3	135,0	2,420	5,30	5,856	28,09
revenit la 600°C	128,0	130,7	135,25	2,110	5,66	4,452	32,03
revenit la 600°C	134,0	136,5	139,9	1,866	4,40	3,480	19,36
40C10	114,0	115,9	122,6	1,668	7,55	2,772	57,00
revenit la 500°C	120,35	122,0	129,1	1,370	7,27	1,877	52,85
revenit la 500°C	106,4	107,0	109,9	0,564	3,29	0,318	10,82
40C10	131,1	133,9	135,75	2,140	3,55	4,580	12,60
revenit la 600°C	135,0	138,0	138,75	2,220	2,78	4,930	7,72
revenit la 600°C	135,2	138,2	140,45	2,220	3,88	4,930	15,05
OLC10	86,5	86,5	82,1	0	− 5,08	0	25,81
OLC10	85,2	85,9	85,15	0,822	− 2,41	0,676	5,81
OLC10	87,0	88,5	82,5	1,725	− 5,17	2,970	26,73
OLC25	79,2	80,25	77,5	1,325	− 2,15	1,752	4,62
OLC25	82,2	82,8	79,85	0,730	− 2,86	0,533	8,18
OLC25	81,2	80,2	78,1	2,030	− 3,82	4,121	14,59
OLC35	67,0	67,0	69,2	0	3,28	0	10,76
OLC35	67,3	68,2	68,2	1,340	1,34	1,785	1,785
OLC35	68,1	68,6	69,2	0,734	1,61	0,539	2,59
OLC45	56,2	57,6	57,75	2,490	2,76	6,200	7,62
OLC45	57,3	57,75	57,85	0,785	0,96	0,616	0,92
OLC60	43,5	43,95	43,5	1,035	0,0	1,071	0
OLC60	42,65	42,8	41,7	0,351	− 2,23	0,123	4,97
OLC60	43,7	44,4	44,0	0,915	0,69	0,837	0,47
				$a = \sqrt{\frac{\Sigma \Delta a^2}{n-1}}$		79,294 $a = 1,66\%$	1051,26 $a = 6,02\%$

Tabela 3

Material	$\sigma_{\psi=1}$	$2\sigma'_u$	Δa,%	$(\Delta a)^2$
41MoC11	238,7	271,6	13,79	190,164
41MoC11	230,6	274,6	19,10	364,810
41MoC11	191,2	214,8	12,35	152,523
41MoC11	211,2	218,3	3,37	11,357
40CN12	207,0	228,0	5,32	28,302
40CN12	204,25	224,0	9,66	93,316
40CN12	206,15	224,4	8,85	78,322
40CN12	191,95	206,0	7,32	53,582
40CN12	196,3	209,0	6,47	41,732
40CN12	201,0	207,4	3,18	10,112
40C10	203,8	231,6	13,65	186,322
40C10	207,85	231,0	10,67	113,849
40C10	225,0	233,6	3,82	14,592
40C10	189,0	196,2	3,81	14,516
40C10	189,4	192,6	1,69	2,856
40C10	173,6	195,6	12,69	161,036
OLC10	102,7	100,4	− 2,24	5,017
OLC10	102,9	101,2	− 1,65	2,722
OLC10	99,35	92,0	− 7,40	54,760
OLC25	118,3	114,0	− 3,63	13,177
OLC25	117,95	118,4	0,38	0,144
OLC25	116,75	110,6	− 5,27	27,773
OLC35	135,0	128,2	− 5,04	25,402
OLC35	135,0	137,8	2,07	4,285
OLC35	132,8	141,2	6,33	40,069
OLC45	149,55	166,6	11,40	129,960
OLC45	149,2	171,0	14,61	213,452
OLC45	161,6	175,4	8,55	73,102
OLC60	162,5	180,4	11,02	121,440
OLC60	162,5	175,8	8,18	66,912
				2305,606

$$a = \sqrt{\frac{2305,606}{29}} = 8,92\,\%$$

prezintă un modul de plasticitate $\frac{\Delta\sigma'}{\Delta\varepsilon'}$ mai mic în comparaţie cu modulul ipotetic.

Este interesant de arătat că la oţelurile aliate studiate se semnalează oarecari abateri şi de la ipoteza liniarităţii dependenţei $\sigma' = f\ (\psi)$ în domeniul cuprins între limita deformaţiei uniforme şi deformaţia corespunzătoare ruperii. La aceste oţeluri se observă în general două domenii distincte de întărire. Variaţia bruscă a tensiunii înaintea ruperii (fig. 5) trebuie legată de efectul modificării rapide a rigidităţii sistemului epruvetă-maşină şi de acela al măririi vitezei de deformare.

Mult mai mici au fost abaterile de la ipoteza pe baza căreia s-a dedus expresia (6) pentru calcularea lucrului mecanic specific de rupere $\sigma'_{\varepsilon=0} = \sigma_r$, fapt verificat şi în alte lucrări [14].

În tabela 2 se sintetizează rezultatele obţinute în cadrul studiului experimental la epruvete netede. În coloana 2 sînt indicate valorile experimentale ale lucrului mecanic de rupere. În coloanele 3 şi 4 sînt indicate valorile determinate prin calcul după relaţia (6), respectiv (5), iar în coloanele 5 şi 6, respectiv 7 şi 8, abaterea procentuală a valorilor stabilite experimental. Din examinarea tabelei rezultă o corespondenţă bună între rezultatele experimentale şi valorile calculate cu ajutorul relaţiei (6); abaterea medie pătratică între acestea

Tabela 4

Material	A kgfm/cm³		Δa (6) $A_c - A_g$	$(\Delta a)^2$
	grafic A_g	calculat A_c relaţia (6)		
OLC10 Ø 15/10	3,98	4,51	13,30	176,89
	4,19	4,92	17,50	305,50
	4,36	5,06	16,04	256,10
	4,14	4,73	14,25	203,06
	4,68	5,56	18,80	353,20
	6,11	7,07	15,70	246,09
OLC10 Ø 15/7	17,32	18,54	6,57	43,16
	9,47	10,27	7,80	60,84
	7,34	8,85	17,05	290,00
OLC25 Ø 15/10	12,43	13,08	5,23	27,35
	15,20	15,76	3,69	13,61
	16,70	16,93	1,38	1,90
	18,35	18,85	2,72	7,40
	19,82	20,40	2,93	8,58
	21,20	21,75	2,60	6.76
	22,00	22,95	4,32	18,66
	24,60	25,50	3,66	13,39
	23,50	24,20	2,98	8,88
OLC25 Ø 15/7	32,10	32,15	0,16	0,03
	19,70	20,47	3,76	14,14
	23,44	24,30	3,54	12,53
OLC35 Ø 15/10	9,46	9,78	3,38	11,42
	6,13	6,75	10,13	102,62
	7,46	7,96	6,70	44,89
	9,44	10,10	7,00	49,00
	9,32	9,62	3,22	10,37
	10,90	11,23	3,03	9,18
	9,84	10,73	9,05	81,90
	11,20	12,00	7,15	51,12
OLC35 Ø 15/7	26,40	27,50	4,00	16,00
	13,24	13,98	5,30	28,09
	16,65	17,15	2,92	8,52
OLC45 Ø 15/10	3,41	3,79	11,16	124,55
	2,53	2,77	9,47	89,68
	3,07	3,46	12,70	161,29
	4,38	4,99	13,94	194,32
	3,14	3,44	9,55	91,20
	4,60	5,27	14,60	213,16
	7,36	8,13	10,46	109,41
	6,42	7,42	15,58	242,00
	6,75	7,45	10,38	107,74
OLC45 Ø 15/7	10,70	11,55	7,36	54,17
	8,85	9,29	4,74	22,47
	4,60	5,52	16,70	278,20
OLC60 Ø 15/10	23,70	23,80	0,42	0,18
	31,05	30,95	− 0,32	0,10
	32,00	32,70	2,14	4,58
	34,40	34,00	− 1,16	1,34
	38,70	38,85	0,39	0,15
	36,60	36,90	0,82	0,67
OLC60 Ø 15/7	53,90	53,75	− 0,28	0,08
	40,00	39,60	− 1,01	1,02
	54,00	52,10	− 3,46	11,97
				4189,48

$$a = \sqrt{\frac{4189,48}{52}} = 8,98\,\%$$

este de 1,66%, simţitor mai mică decît cea de 6,02% obţinută prin utilizarea relaţiei (5).

În tabela 4 se prezintă rezultatele experimentale obţinute la epruvetele cu diferiţi concentratori de tensiune, precum şi valorile corespunzătoare determinate cu ajutorul relaţiei (6). În această tabelă nu au mai fost cuprinse valorile calculate cu relaţia (5) din cauza abaterilor mari faţă de valorile determinate experimental. Trebuie observat că valorile determinate cu ajutorul relaţiei (6) sînt în medie mai mari cu circa 9% faţă de valorile stabilite experimental pe cale grafică.

În concluzie, se poate afirma că lucrul mecanic specific înmagazinat într-un volum de material pînă la rupere poate fi calculat cu suficientă precizie cu o relaţie simplă (6), în care intră mărimi ce se determină curent la orice încercare de tracţiune.

La încercarea epruvetelor cu concentratori de tensiune, abaterile valorilor calculate faţă de valorile stabilite experimental sînt relativ mai mari; cu toate acestea nu depăşesc ordinul de mărime al dispersiilor inerente eterogenităţii materialului, care la încercarea epruvetelor cu concentratori se manifestă mai puternic. În lipsa unor metode expeditive mai exacte, utilizarea relaţiei (6) la aceste încercări este pe deplin justificată.

Analizarea posibilităţilor de utilizare a expresiei (6) şi determinarea lucrului mecanic specific de rupere în cazul încercărilor dinamice reţin de asemenea atenţia.

O problemă importantă care se pune în plus este legată de elucidarea unor contradicţii între concluziile diferitelor lucrări de specialitate [1], [2], [3], [15] şi [16] privitoare la considerarea lucrului mecanic specific de rupere drept criteriu de apreciere a ruperii tenacofragile a metalelor sub acţiunea solicitărilor statice şi dinamice.

---

[1] *Gillemot, L.* şi *Sinay G.* Die Brucharbeit als Werkstoffkenngrösse. În : Acta Technica Academiae scientiarum Hungaricae, 1958, fasc. 1—2, p. 149—172. [2] *Gillemot, L.* Zur rechnerischen Ermittlung der Brucharbeit. În : Materialprüfung, nr. 9, 1961, p. 330—36. [3] *Nadai A.* Theory of Flow and Fractures of Solids. Mc. Graw-Hill, New-York, Toronto, London, 1950. [4] *Rejto, A.* Die Grundlagen der teoretischen mechanischen Technologie und die Technologie der Metalle. 1919. [5] *Körber, F.* Verfestigung und Zugfestigkeit. Ein Beitrag zur Mechanik des Zerreissversuches plastischer Metalle. În : Mitt. K.W. Institut für Eisenforschungen, Düsseldorf, nr. 3, 1922, p. 1—15. [6] *Sapoşnikov, N. A.*, Mehaniceskie ispîtania metallov. Moscova-Leningrad, Maşghiz, 1951. [7] *Tarasenko I. I.* K voprosu ob ispîtanii na staticeskoie rastiajenie plasticeskih metallov. În : Zavodskaia Laboratoria, nr. 2, 1953, p. 224—228. [8] *Tarasenko, I. I.* Krivaia plasticeskovo rastiajenia. În : Zavodskaia Laboratoria, nr. 7, 1951, p. 865—871. [9] *Gàllik, S.* Über die Bedeutung und Wichtigkeit der Kontraktion bei Beurteilung der Qualität insbesondere der Plastizität der Metalle. Internat. Verband für die Materialprüfungen der Technik. Brüsseler Kongress 1906. [10] *Bondarev, Iu. E.*, Metodika opredelenia harakteristik plasticinosti metalla. În : Zavodskaia Laboratoria, nr. 7, 1960, p. 855—857. [11] *Fridman, Ia. B.* Mehaniceskie svoistva metallov. Moscova, 1946. [12] *Bernath, A. Raţiu M.* Contribuţii la studiul formei zonei gîtuite la epruvetele metalice supuse la tracţiune. Acad. RPR, Baza de cercetări ştiinţifice Timişoara, Studii şi cercetări ştiinţifice, nr. 3—4, 1956, p. 41—86. [13] *Neuber, H.* Kerbspannungslehre. Berlin, Springer Verlag, 1937. [14] *Markoveţ, M. P.* Diagrammî istinnîh napriajenii i rasciot na procinosti. Oboronghiz, 1947. [15] *Ujik, G. V.* Soprotivlenie otrîvu i procinosti metallov. Moskva-Leningrad, 1950. [16] *Bridgman, P. W.* Studies in Large Plastic Flow and Fracture. New-York, 1952.

CD620.172.21 :621.791

Contributions à la détermination du travail mécanique spécifique de rupture durant l'essai de traction statique

ŞTEFAN NĂDĂŞAN ET VOICU SAFTA

Les auteurs analysent les principales méthodes qui ont été proposées pour déterminer le travail mécanique spécifique de rupture durant l'essai de traction statique, méthodes avec lesquelles on a pu établir les relations (5) et (6). L'analyse a démontré que la relation (6) présente certains avantages par rapport à la relation (5).

Les vérifications expérimentales exécutées avec huit sortes d'acier au carbone, à faible teneur en chrome, en chrome-nickel et en chrome-molybdène, dont les compositions chimiques, les caractéristiques mécaniques et le traitement thermique sont indiqués dans le tableau 1, ont confirmé cette conclusion.

Pour préciser le travail mécanique contenu dans un matériau ($A_{graphique}$, *figures 5 et 6*) *on a adopté la méthode de la détermination, à l'aide du planimètre, de l'aire de la surface délimitée par la courbe caractéristique réelle, effective, de traction, dans le système des coordonnées* $\ln \left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - \sigma'$.

La construction des courbes réelles de traction a été réalisée en photographiant les différentes phases de la déformation des éprouvettes durant l'essai. Le diamètre de l'éprouvette dans la section de la déformation maxima a été précisé avec une approximation de ± 0,002 mm. La figure 4 contient quelques unes des 15—20 photos obtenues au cours de l'essai de chaque éprouvette.

Il résulte de l'examen des tableaux 2 et 4, où l'on donne les valeurs expérimentales du travail mécanique spécifique de rupture et, parallèlement, les valeurs du même travail calculées avec les relations (5) et (6), qu'il existe une bonne concordance entre l'expérience et le calcul effectué avec la relation (6).

Cette conclusion justifie l'emploi de la relation (6) pour préciser le travail mécanique spécifique de rupture pour les éprouvettes lisses et pour celles à éléments qui concentrent la tension.

Reste à résoudre les contradictions suscitées lorsque l'on veut considérer le travail mécanique spécifique de rupture comme critère d'appréciation de la rupture des métaux sous charges statiques ou dynamiques.

CZ 621.86.078 – 78 :531.781.2 :621.791

Studii experimentale de tensometrie şi vibraţii asupra unor grinzi rulante suspendate*

GHEORGHE BUZDUGAN, membru corespondent al Acad. R.P.R., HUGO SEGAL, MATTY BLUMENFELD, AUGUSTIN PETRE, VASILICA COSAC, EMIL DUMITRESCU şi ION MINCĂ

La cîteva uzine din ţară au fost instalate grinzi rulante suspendate pentru ridicat şi transportat piese în greutate pînă la 3 tf. Aceste instalaţii, de construcţie foarte simplă, sînt uşor de manevrat, au greutate proprie redusă şi permit deservirea unor suprafeţe de lucru mari.

Constructiv, atît grinzile rulante, cît şi căile de rulare, sînt formate din profiluri laminate care, uneori, pentru mărirea rezistenţei, sînt expandate şi sudate. În timpul exploatării, ele sînt supuse la o serie de solicitări statice şi dinamice, care produc eforturi unitare greu de calculat, datorită suspendării pendulare şi elastice, mobilităţii diferitelor ansambluri etc. În plus, manevrarea sarcinii pe grinda rulantă şi a grinzii pe calea de rulare provoacă vibraţii ale întregii instalaţii.

Pentru realizarea acestor grinzi rulante, la Institutul de proiectări de construcţii de maşini (IPCM) au fost efectuate calculele de rezistenţă la solicitări statice, iar verificările pentru regim dinamic s-au făcut utilizînd diferiţi coeficienţi dinamici daţi în literatura de specialitate.

În vederea omologării şi în scopul elaborării unei metodologii generale de calcul pentru acest tip de instalaţii s-au efectuat o serie de studii experimentale de tensometrie şi vibraţii pe două grinzi rulante suspendate, notate în cele ce urmează cu *A* şi *B*.

În figura 1 se prezintă o vedere parţială a grinzii rulante suspendate şi a căilor de rulare respective.

De fermele *1*, care susţin acoperişul halei, sînt suspendate, prin tiranţii pendulari *2*, căile de rulare *3*. Tiranţii pendulari au capetele prinse pe scaune sferice în piesele de legătură *4* şi *5*, fixate pe ferme, respectiv pe calea de rulare. În acest fel, calea de rulare, care este o grindă continuă pe mai multe reazeme, poate oscila în toate direcţiile. Această mobilitate poate fi micşorată prin strîngerea capetelor sferice ale tiranţilor în piesele de legătură.

Pe tălpile inferioare ale căilor de rulare se deplasează cărucioarele *7* care susţin grinda rulantă *6* şi sînt prevăzute cu cîte două boghiuri sprijinite pe roţile *8*.

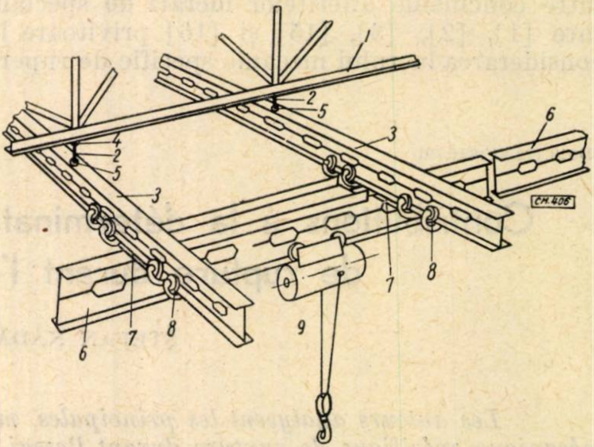


Fig. 1

Electropalanul *9*, pentru o sarcină de 3 tf, se deplasează pe talpa inferioară a grinzii rulante. Dacă se aliniază grinzile rulante de pe două deschideri vecine şi se blochează cu un dispozitiv special, electropalanul poate trece de pe o grindă pe alta. Manevrarea electropalanului şi a grinzii rulante se face de la sol, prin cablu de telecomenzi.

---

* Studii executate de Catedrele de rezistenţa materialelor şi organe de maşini din Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej” din Bucureşti.

Prin încercările efectuate s-a urmărit determinarea eforturilor unitare maxime, în regim static și dinamic, precum și măsurarea vibrațiilor ce însoțesc diferitele manevre ale sarcinii sau grinzii. În timpul măsurărilor, sarcina de încărcare a fost cu 25% mai mare decît sarcina nominală de lucru, adică circa 3 800 kgf.

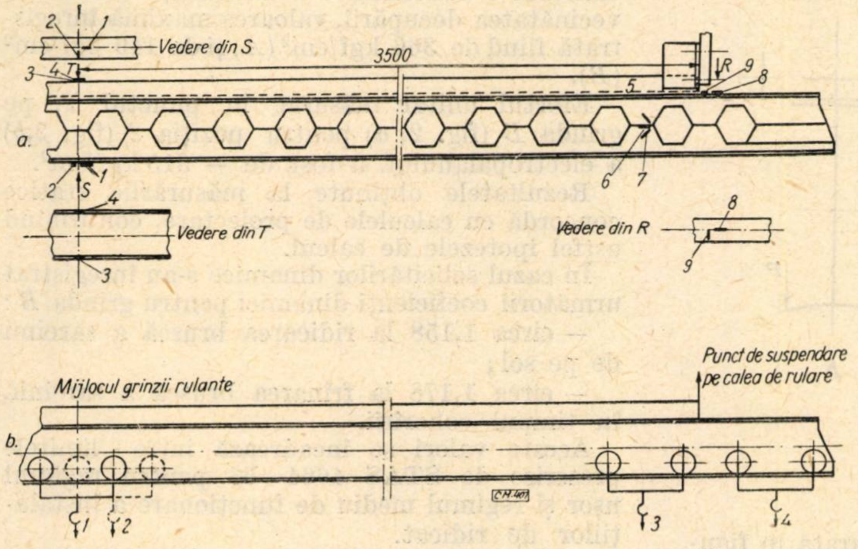


Fig. 2

Studiul tensometric. Pentru determinarea eforturilor unitare principale s-au montat traductori tensometrici rezistivi pe grinda rulantă, pe căruciorul grinzii rulante, pe calea de rulare și pe unul dintre tiranții de susținere a acesteia. Locurile unde au fost lipiți acești traductori, precum și direcțiile de măsurare, s-au ales în funcție de rezultatele calculelor de proiectare, urmărindu-se totodată și determinarea efectului de concentrare a eforturilor unitare în zona expandată.

În figurile 2 și 3 se arată amplasarea traductorilor tensometrici pe una dintre grinzile rulante studiate și pe calea de rulare a acesteia. Pentru urmărirea rezultatelor, traductorii au fost numerotați de la *1* la *21* (traductorul *10*, lipit pe căruciorul grinzii rulante, nu se vede în aceste figuri).

Măsurări tensometrice statice s-au efectuat pentru pozițiile cele mai defavorabile ale sarcinii pe grinda rulantă, respectiv ale grinzii rulante pe calea de rulare. Pentru măsurările făcute pe grinda rulantă, sarcina s-a așezat, pe rînd, în pozițiile *1 — 4* (fig. 2, *b*). Pentru măsurările de pe calea de rulare, sarcina a fost plasată la capătul grinzii rulante (poz. *4*, fig. 2,*b*) astfel ca forța transmisă căii de rulare să fie maximă ; pozițiile grinzii pe calea de rulare (fig. *3,b*) sînt numerotate de la *5* la *7*.

Plasarea electropalanului pe grinda rulantă în poziția *2* (fig. 2,*b*) și a grinzii rulante pe calea de rulare în poziția *6* (fig. 3, *b*) s-a făcut în scopul determinării efectului de încovoiere a tălpii profilului sub acțiunea roților (fig. 4). În acest caz, o pereche de roți se află în dreptul traductorului *2* de pe grinda rulantă (fig. 2,*a*) sau *13* de pe calea de rulare (fig. 3,*a*).

Urmărind obținerea unui efect de răsucire asupra grinzii rulante, sarcina aflată în poziția 3 (fig. 2, *b*) a fost aplicată cu o înclinare de 10° față de verticală, într-un plan perpendicular pe axa grinzii.

Măsurări tensometrice dinamice. Pentru aceste măsurări au fost utilizați numai traductorii tensometrici din punctele unde s-au obținut, la măsurările statice, valori ridicate ale eforturilor unitare.

Prin măsurările dinamice s-a urmărit :

a. *Determinarea creșterii eforturilor unitare la solicitarea dinamică, față de cea statică.* Electropalanul a fost așezat în poziția *1* (fig. 2,*b*), făcîndu-se manevre de ridicare, coborîre și oprire bruscă a sarcinii.

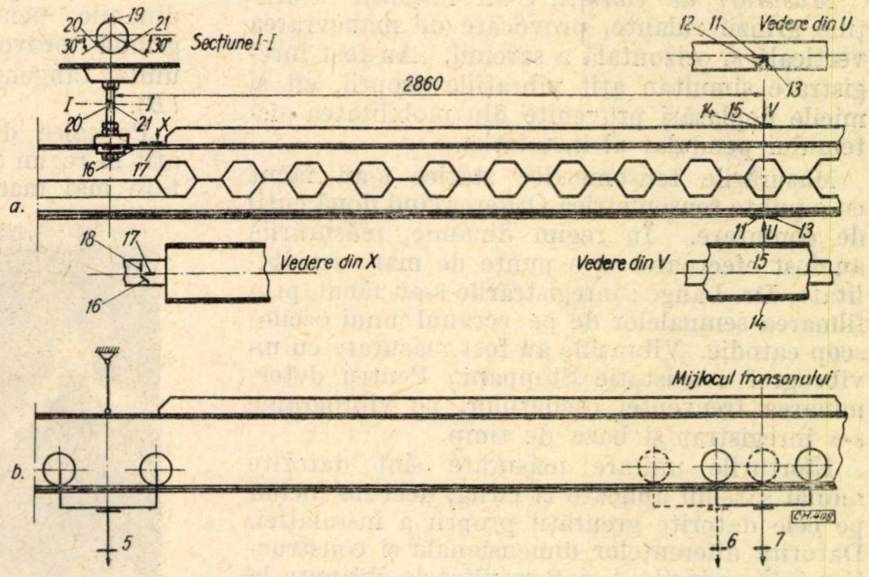


Fig. 3

b. *Stabilirea efectului de răsucire a grinzii rulante* la deplasarea ei, împreună cu sarcina, în lungul căii de rulare.

c. *Determinarea efectului de încovoiere a tălpii grinzii rulante* la trecerea roților electropalanului prin dreptul punctului de măsură. Este vorba de încovoierea tălpii față de inimă, în planul secțiunii profilului, avînd ca urmare deformarea secțiunii, așa cum se arată în figura 4, *b*. Acest efect s-a măsurat cu ajutorul traductorului tensometric *2* (fig. 2, *b*).

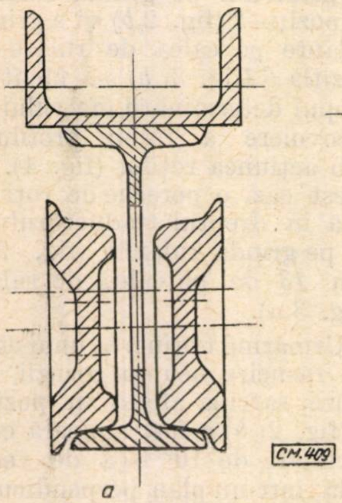


Fig. 4

d. *Determinarea comportării tiranților de susținere a căii de rulare.* S-a urmărit atît măsurarea eforturilor unitare în regim dinamic, cît și determinarea efectului de încovoiere a tiranților datorită frecărilor din articulații (în acest scop s-au lipit pe tirant, longitudinal, traductorii tensometrici *19*, *20* și *21*, decalați între ei cu 120°).

Măsurări de vibrații. S-au măsurat vibrațiile grinzii rulante, provocate de manevrarea verticală și orizontală a sarcinii. Au fost înregistrate simultan atît vibrațiile proprii, cît și micile deplasări provenite din mobilitatea sistemului pendular al instalației.

Măsurările tensometrice statice s-au făcut cu o punte tensometrică Orion, avînd două cutii de comutare. În regim dinamic, măsurările au fost efectuate cu o punte de mare sensibilitate, Dr. Lange; înregistrările s-au făcut prin filmarea semnalelor de pe ecranul unui osciloscop catodic. Vibrațiile au fost măsurate cu un vibrograf cvasistatic Stoppani. Pentru determinarea frecvenței oscilațiilor, pe vibrograme s-a înregistrat și baza de timp.

Eforturile unitare măsurate sînt datorite numai sarcinii aplicate la cîrlig, deci nu includ pe cele datorite greutății proprii a instalației. Datorită diferențelor dimensionale și constructive între grinzile *A* și *B* rezultatele obținute la cele două instalații sînt în general diferite.

În regim static, efortul unitar maxim apare la mijlocul grinzii rulante, în talpa inferioară (traductorul *1*, fig. *2*, *a*). Valorile maxime, 567 kgf/cm^2 (*A*) și 504 kgf/cm^2 (*B*) au fost înregistrate în cazul cînd electropalanul cu sarcina s-a aflat în poziția *1* (fig. 2,*b*). Pentru poziția *4* (fig. 2,*b*) a electropalanului, efortul unitar maxim, măsurat în punctul *8* (fig. 2, *a*) a fost de 252 kgf/cm^2 (*A*), respectiv 226 kgf/cm^2 (*B*).

În zona traductorilor *5*, *6* și *7* (fig. 2, *a*) se constată o concentrare a eforturilor unitare în vecinătatea decupării, valoarea maximă înregistrată fiind de 366 kgf/cm^2 (*A*) și de 140 kgf/cm^2 (*B*).

Efortul unitar măsurat în punctul *2*, pe grinda *B* (fig. 2, *a*) pentru poziția *2* (fig. 2,*b*) a electropalanului, a fost de — 315 kgf/cm^2.

Rezultatele obținute la măsurările statice concordă cu calculele de proiectare, confirmînd astfel ipotezele de calcul.

În cazul solicitărilor dinamice s-au înregistrat următorii coeficienți dinamici pentru grinda *B* :

— circa 1,158 la ridicarea bruscă a sarcinii de pe sol;

— circa 1,178 la frînarea bruscă a sarcinii, în timpul coborîrii.

Aceste valori se încadrează între limitele prescrise de STAS 4664—63 pentru regimul ușor și regimul mediu de funcționare a instalațiilor de ridicat.

La trecerea roților electropalanului prin dreptul traductorului tensometric *2*, efortul unitar dinamic a atins în acest punct valoarea de — 350 kgf/cm^2 ceea ce dă coeficientul dinamic 1,11.

În figura 5 se arată oscilograma înregistrată cu acest prilej.

La solicitări statice, efectul de răsucire a grinzii rulante, la aplicarea sarcinii înclinat față de planul vertical ce trece prin axa longitudinală a grinzii, este neglijabil. În regim dinamic, pendularea sarcinii transversal pe grindă provoacă răsucirea acesteia, efortul unitar tangențial maxim fiind de ± 135 kgf/cm^2 (*B*).

Pe calea de rulare nu au fost constatate, atît în regim static, cît și dinamic, eforturi unitare mai mari decît 380 kgf/cm^2.

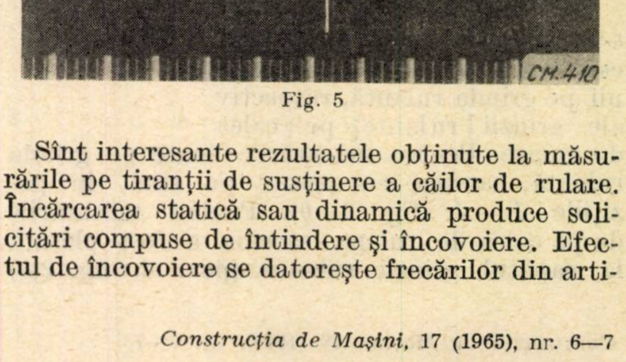


Fig. 5

Sînt interesante rezultatele obținute la măsurările pe tiranții de susținere a căilor de rulare. Încărcarea statică sau dinamică produce solicitări compuse de întindere și încovoiere. Efectul de încovoiere se datorește frecărilor din articulațiile capetelor tiranților; el poate fi periculos dacă strîngerea este prea puternică. Atenuarea acestui efect prin ungerea articulațiilor permite pendularea căii de rulare, deci micșorează stabilitatea construcției. Cel mai mare efort unitar la solicitarea statică, măsurat pe unul din tiranții de susținere, a fost de 836 kgf/cm² (*A*); din această valoare, 430 kgf/cm² reprezintă efectul de încovoiere datorit frecărilor din articulații. Manevrarea sarcinii pe diferite direcții cauzează solicitări foarte variate ale tiranților. În figura 6 este reprodusă oscilograma înregistrată în punctul 19, la pendularea sarcinii transversal pe calea de rulare. Se observă *suprapunerea mai multor vibrații de frecvențe diferite*, efortul unitar maxim fiind de circa 260 kgf/cm² (*B*).

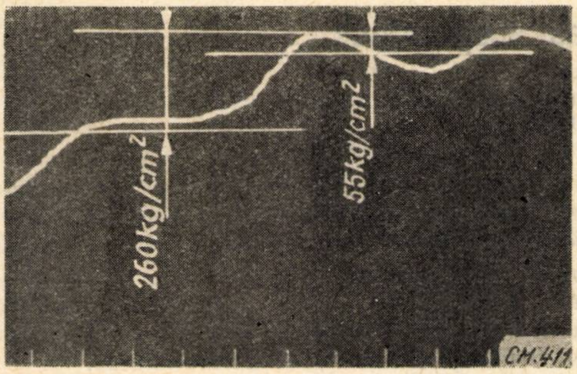


Fig. 6

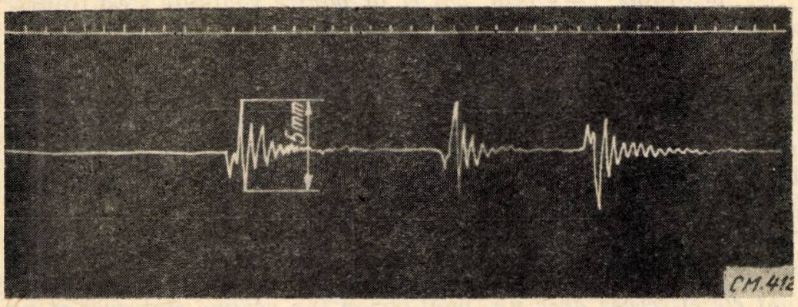


Fig. 7

Vibrațiile grinzii rulante și ale căii de rulare apar la manevrarea sarcinii pe verticală (ridicare, coborîre, oprire bruscă) sau pe orizontală (deplasarea electropalanului pe grinda rulantă, deplasarea grinzii pe calea de rulare sau deplasare combinată). Manevrarea sarcinii pe verticală provoacă vibrații ale grinzii rulante cu o frecvență de circa 5 Hz și o amplitudine de circa 2,5 mm, la mijlocul acesteia (fig. 7). Timpul de amortizare a vibrațiilor, pînă cînd amplitudinea se reduce la 5% din cea maximă, este de 25 s[*].

La deplasarea electropalanului în lungul grinzii rulante se produc oscilații ale căii de rulare, deci deplasări ale capătului grinzii rulante (fig. 8). Vibrograma arată rezultatul suprapunerii a două vibrații de frecvențe diferite. Vibrațiile proprii ale căii de rulare au amplitudini mici și se amortizează foarte repede (fig. 8,*a* și *b*). În schimb, pendularea căii de rulare, întreținută de balansarea sarcinii, se amortizează mult mai încet și are amplitudinea de circa 2,5 mm (fig. 8,*c*). Suprapunerea celor două vibrații, la pornirea electropalanului, provoacă deplasări orizontale ale capătului grinzii rulante de ± 6 mm. Aceste deplasări pot fi periculoase pentru grinda de pe calea de rulare vecină, dacă aceasta trece prin dreptul grinzii care oscilează.

Concluzii

Pe baza studiilor efectuate se pot formula următoarele concluzii:

— eforturile unitare statice concordă, în general, cu cele din calculele de proiectare;

— răsucirea grinzii rulante și a căii de rulare nu provoacă eforturi unitare importante, putînd fi neglijată;

— concentrarea eforturilor unitare în zona expandată este redusă și nu prezintă importanță;

— în regim dinamic, creșterea eforturilor unitare este de circa 20%, deci se poate admite un coeficient dinamic global 1,20;

— tiranții de susținere a căilor de rulare sînt solicitați sub limita admisibilă; se impune însă o atenție deosebită la proiectarea, executarea și montarea lor;

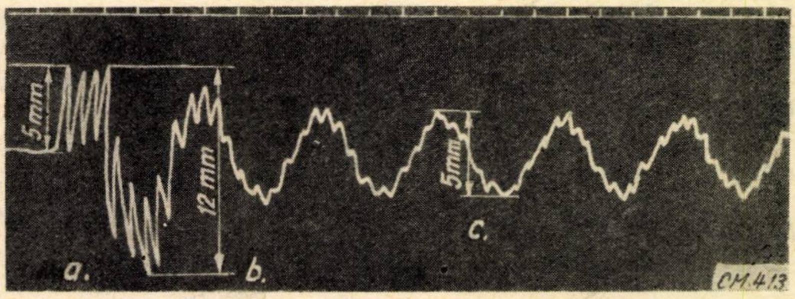


Fig. 8

— vibrațiile grinzii rulante și ale căii de rulare nu periclitează siguranța în exploatare a instalației.

[1] VNIIPTMAȘ. Rasciot kranovih mehanizmov i detalei podciom-transportnih mașin. Moscova, Mașghiz, 1959. [2] *Lütteroth, A.* Dynamische Kräfte an Kranen beim Heben und Senken der Last. În: Hebezeuge und Fördermittel, nr. 8, 9, 1962.

---

[*] Acest timp este dublu față de cel recomandat de prescripțiile de proiectare sovietice VNIIPTMAȘ.

CD 621.86.078 – 78 :531.781.2 :621.791

Études expérimentales d'extensométrie et des vibrations des poutres roulantes suspendues

GHEORGHE BUZDUGAN, HUGO SEGAL, MATY BLUMENFELD, AUGUSTIN PETRE, V. COSAC,
E. DUMITRESCU, I. MINCĂ

Dans certaines usines de notre pays on a monté une série de poutres roulantes suspendues, pour le levage et le transport des charges ne dépassant pas trois tonnes. Ces installations, d'une construction assez simple, sont faciles à manoeuvrer, ont un poids réduit et couvrent une grande surface de travail.

Une telle installation comprend (fig. 1) : la poutre roulante proprement dite 6, munie d'un palan électrique 9 et suspendue sur les voies de roulement 3 par l'intermédiaire des chariots 7 ; les voies de roulement sont accrochées selon un système pendulaire, à l'aide des tirants 2, aux fermes 1 du toit de l'atelier. Le palan électrique et la poutre roulante sont dirigés par le cable de télécommande.

Afin de vérifier les poutres en service et d'élaborer une méthode générale de calcul pour ce genre d'installation, on a effectué une série d'études expérimentales d'extensométrie et des vibrations de deux poutres roulantes suspendues, notées dans le présent article par A et B.

Au cours de ces essais on a exécuté le mesurage des contraintes maxima, en régime statique et dynamique, ainsi que le mesurage de l'amplitude et de la fréquence des vibrations, pendant les différentes manoeuvres de la charge. On a mesuré par extensométrie électrique les contraintes maxima dans les points indiqués sur les figures 2a et 3a, numérotés de 1 à 21. Pendant les mesurages statiques, le palan électrique a occupé, sur la poutre roulante, les positions 1—4 (fig. 2b) et la poutre roulante s'est trouvée sur la voie de roulement dans les positions 5—7 (fig. 3b).

Les mesurages en régime dynamique ont eu comme but : a) de déterminer l'augmentation des contraintes dynamiques, par rapport aux contraintes statiques ; b) d'établir l'effet de torsion de la poutre roulante, causé par son déplacement le long de la voie de roulement ; c) de déterminer l'effet de flexion de la semelle de la poutre roulante, au passage des roues du palan électrique au-dessus du point de mesurage (fig. 4) ; d) de déterminer le comportement des tirants d'accrochage de la voie de roulement durant le déplacement de la charge ou de la poutre.

Par les mesurages des vibrations on a déterminé les oscillations de la poutre roulante et de la voie de roulement pendant la manoeuvre horizontale et verticale de la charge.

Les mesurages extensométriques ont été effectués avec un pont Orion (en régime statique) et un pont Dr. Lange, attaché à un oscilloscope cathodique à enregistrement sur film (en régime dynamique). Les mesurages des vibrations ont été faites à l'aide d'un vibrographe quasi-statique Stoppani.

Les conclusions principales qui résultent de l'étude effectuée sont les suivantes :

— les contraintes statiques concordent, en général, avec les calculs du projet ;

— la torsion de la poutre roulante et de la voie de roulement ne produit pas des contraintes appréciables et peut être négligée ;

— la concentration des contraintes dans la zone des orifices est faible et ne présente pas d'importance ;

— en régime dynamique, l'augmentation des contraintes est d'environ 20%, donc on peut admettre un coefficient dynamique global 1,20 ;

— les tirants d'accrochage des voies de roulement sont sollicités au-dessous de la limite admissible, mais il faut faire attention, lorsque l'on établit le projet, à leur exécution et à leur montage ;

— les vibrations de la poutre roulante et de la voie de roulement ne présentent pas un danger pour la sécurité de l'installation.

CZ 620.178.152.42 :621.791

Introducerea reglementării ciclului de încercare la determinarea durității Rockwell

MIRCEA RAȚIU și RUDOLF PREXL

Analiza cinematică a desfășurării încercării de duritate după metoda Rockwell relevă o situație echivocă în reglementarea prescrisă de standardele în vigoare în prezent pe plan internațional. La această metodă atît viteza de încărcare, cît și durata de aplicare a sarcinii, sînt lăsate la latitudinea operatorului, prin aprecierea unei așa-zise aplicări lente și a unei „opririi a acului indicator" de la dispozitivul de măsurare a cursei penetratorului.

Dependența deformației plastice de durata menținerii încărcării și de viteza de încărcare este unanim recunoscută și, ca urmare, în tehnica încercărilor mecanice se tinde în general ca acești doi parametri cinematici să fie riguros fixați [1]. În funcție de durata încărcării se obțin diferite deformații plastice, întrucît acest proces este continuu, manifestîndu-se printr-o curgere lentă, iar prin majorarea vitezei de încărcare intervin acțiuni dinamice care afectează de asemenea sensibil mărimea deformației.

Asigurarea comparabilității rezultatelor încercărilor de duritate Rockwell impune în consecință reglementarea unitară internațională a unei durate de încărcare, în mod similar ca la încercările de duritate Vickers și Brinell, și a unei viteze de încărcare. Necesitatea acestei reglementări internaționale a fost relevată în cadrul unor propuneri mai vechi a Secției de forțe și durități din Timișoara a Institutului de metrologie, care au fost transmise organizațiilor internaționale de standardizare (ISO) și metrologie legală (OIML).

Pentru evidențierea influenței acestor parametri ai ciclului de încercare s-au întreprins din anul 1956 o serie de cercetări sistematice [2] care au stat la baza actualei reglementări în curs de normalizare în țară, impunîndu-se o durată de menținere a sarcinii de 15 s și o viteză de aplicare a sarcinii pe penetrator de 1 mm/s. Urmărind respectarea acestor condiții s-au construit în țară aparate de încercare a durității Rockwell cu ciclul de încercare complet automatizat și programat, care asigură reproductibilitatea determinărilor, eliminînd caracterul subiectiv al desfășurării încercării în accepțiunea prescripțiilor internaționale actuale.

Rezultatele cercetărilor întreprinse și construcțiile noilor aparate de încercare a durității Rockwell, construite în țară, se prezintă în cadrul acestei lucrări.

Influența duratei de menținere a sarcinii și a vitezei de încărcare la încercările de duritate Rockwell a fost analizată și în alte lucrări apărute în ultimii ani în străinătate [3], [4], acceptîndu-se însă anumite criterii diferite de apreciere care vor fi expuse o dată cu rezultatele obținute la încercările executate de Secția de măsurare a forței și durității din Timișoara. Cercetările întreprinse au urmărit evidențierea separată a influenței fiecărui parametru cinematic, adoptîndu-se în acest scop o programare riguroasă a ciclului de încercare și o automatizare completă a acționării dispozitivului de aplicare a sarcinii.

După cîteva serii de încercări executate cu aparate uzuale de încercare a durității, la care influența variației parametrilor cinematici ai ciclului nu a putut fi stabilită în mod cert, cercetările s-au reluat sistematic cu aparatul etalon de reproducere a scării de duritate Rockwell, realizat între timp.

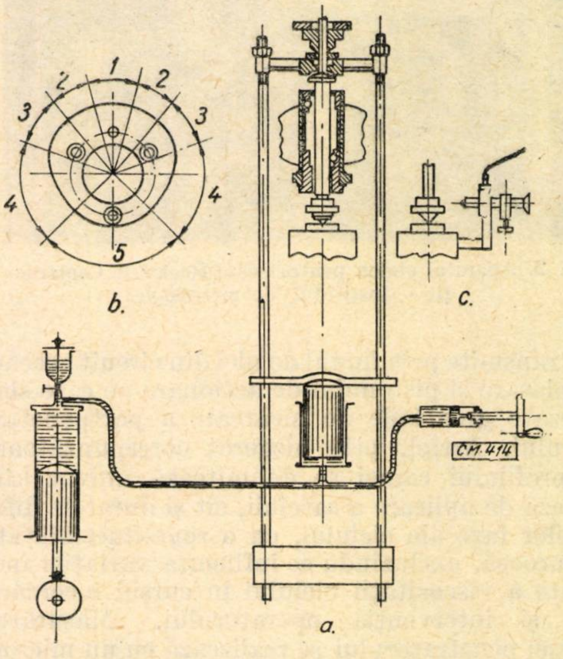


Fig. 1. Schema dispozitivului de încărcare a aparatului etalon Rockwell: a) schema dispozitivului hidraulic de încărcare; b) cama de comandă a ciclului de încercare:
1 – descărcat; *2* – aplicare 10 kgf; *3* – încărcat 10 kgf; – *4* aplicare 140 kgf; *5* – încărcat 150 kgf;
c – microscopul de măsurare a deplasării penetratorului.

Aparatul etalon construit, spre deosebire de construcțiile similare din străinătate, asigură desfășurarea încercării după un ciclu riguros programat și automatizat [1], [2]. Prin introducerea unui dispozitiv hidraulic în circuit închis cu un cilindru de acționare și un cilindru de comandă (fig. 1 și fig. 2) se impune un anumit program fazelor de aplicare a greutăţilor pe portpenetratorul condus între rulmenţii montaţi în batiul aparatului. O dată cu deplasarea pistonului de comandă, care urmăreşte profilul unei came rotite de un motor electric,

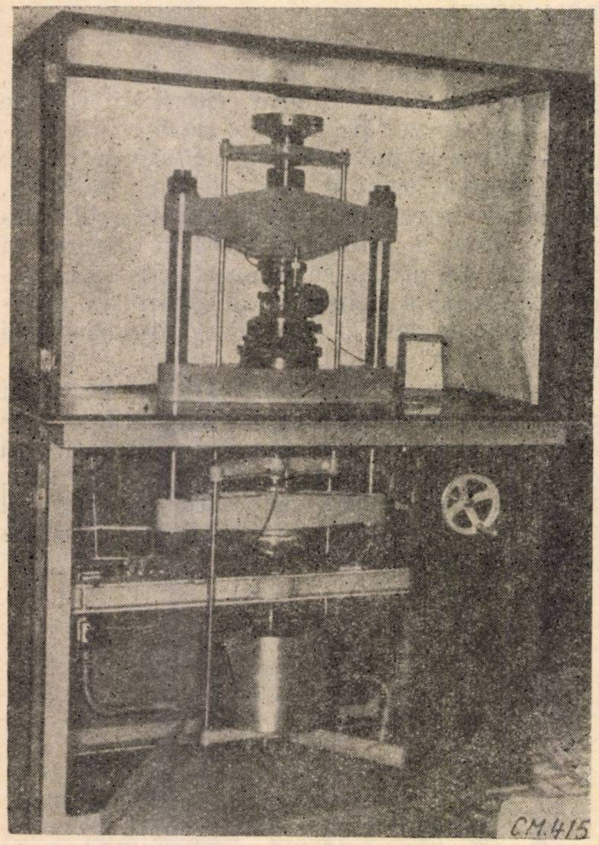


Fig. 2. Aparatul etalon pentru scara Rockwell. Construcţie — Institutul de metrologie.

se transmite prin fluxul de ulei din circuit aceeaşi deplasare şi pistonului de acţionare pe care sînt aşezate greutăţile de încărcare a portpenetratorului. Astfel, prin alegerea corespunzătoare a profilului camei se delimitează univoc atît viteza de aplicare a sarcinii, cît şi duratele diferitelor faze ale ciclului, cu o reproductibilitate riguroasă, excluzîndu-se influenţa variaţiei inerente a viscozităţii uleiului în cursul încercărilor şi intervenţia operatorului. Măsurarea cursei penetratorului se realizează cu un microscop cu spirală, după Abbé, fixat de masa aparatului etalon, vizîndu-se o plăcuţă cu gradaţii micrometrice, montată pe penetrator (fig. 1).

Profilul camei, corespunzător turaţiei imprimate de 1 rot/min, cuprinde : o porţiune de rază maximă pentru descărcarea completă, un arc descendent cu pantă adecvată vitezei de deplasare a portpenetratorului — aplicarea sarcinii iniţiale de 10 kgf —, o porţiune de rază constantă pentru menţinerea acestei sarcini aplicate pe durata măsurării adîncimii de referinţă, un nou arc descendent pentru deplasarea sarcinii finale şi o porţiune de rază constantă minimă, aferentă duratei de menţinere a sarcinii. Profilul se reproduce simetric pentru cursa de descărcare. Rotirea camei se întrerupe automat la sfîrşitul fiecărei încercări. Totodată mai sînt intercalate opriri automate la desprinderea penetratorului de jug, pentru a se putea regla poziţia zero a microscopului de măsurare a deplasării penetratorului şi apoi la descărcarea jugului de pe penetrator, pentru măsurarea adîncimii remanente.

Profilele camelor utilizate se pretează următoarelor condiţii de încercare :

— viteze de deplasare a sarcinii la încărcare şi descărcare (identice pentru sarcina iniţială şi sarcina finală) de 0,2, 1 şi 5 mm/s ;

— durata de menţinere a sarcinii de 5, 15 şi 30 s, pentru o viteză de aplicare de 1 mm/s.

Respectarea mărimii acestor parametri cinematici a fost confirmată de măsurări directe prealabile.

În prima fază a cercetărilor s-a examinat influenţa variaţiei vitezei de aplicare a sarcinii iniţiale şi finale, menţinîndu-se o durată constantă de 30 s la aplicarea penetratorului încărcat pe plăcuţa de duritate. Rezultatele detaliate ale acestor măsurări sînt prezentate în lucrarea [5].

Din examinările efectuate se indică în figura 3 numai distribuţia durităţilor determinate, pe o singură trusă de fabricaţie Werkö cu cîte 10 urme pe fiecare plăcuţă, la vitezele de aplicare de 0,2, 1 şi 5 mm/s. Diferenţele dintre durităţile medii sînt relativ reduse şi se situează în cîmpul de împrăştiere a valorilor înregistrate în cadrul seriilor. Dacă între durităţile determinate la vitezele de 0,2 şi 1 mm/s, aceste diferenţe ($HRC_1 - HRC_{0.2}$) nu au nici o orientare sistematică, în schimb la viteza de 5 mm/s se remarcă la toate plăcuţele o tendinţă de coborîre a durităţii medii între 0,05 şi 0,1 HRC.

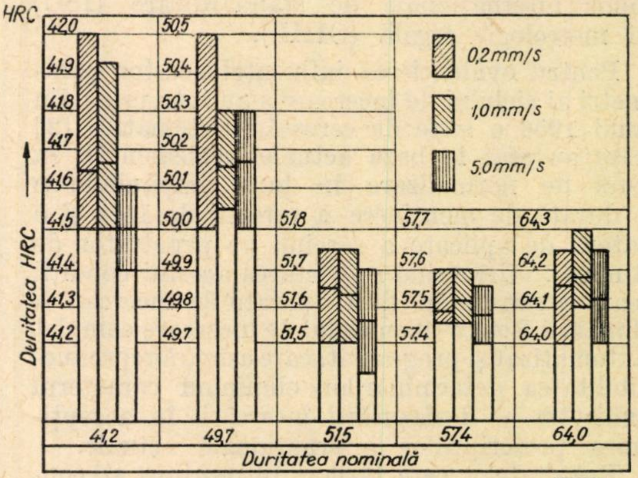


Fig. 3. Rezultatele încercărilor de duritate pe plăcuţe etalon cu viteze diferite de aplicare a sarcinii.

Ținînd seamă de diferențele reduse dintre duritățile determinate, s-a trecut la o analiză statistică pentru a evidenția semnificația lor la stabilirea unei eventuale dependențe sistematice de mărimea vitezei de coborîre a sarcinii pe penetrator. În acest scop s-a evaluat variabila de distribuție t (variabila Student) a diferențelor pentru măsurările fiecărei serii, ale cărei valori sînt reprezentate în histogramele din figura 4. Pe figură s-au indicat și valorile variabilei t la diferite niveluri de încredere pentru 18 grade de libertate corespunzător comparării a două serii de cîte 10 măsurări.

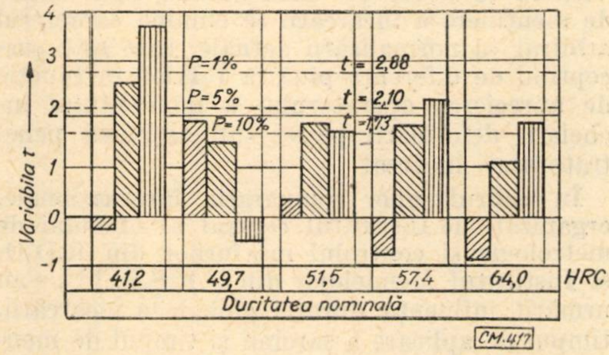


Fig. 4. Variația variabilei de distribuție pentru diferențel dintre duritățile stabilite la diferite viteze de aplicare a sarcinii.

Diferențele $\mathrm{HRC}_{0.2}-\mathrm{HRC}_1$ nu au nici o semnificație, situîndu-se în toate cazurile sub pragul $P = 10\%$. În schimb, la diferențele $\mathrm{HRC}_{0.2}-\mathrm{HRC}_5$ și $\mathrm{HRC}_1-\mathrm{HRC}_5$, nivelul de încredere atins se ridică peste 90%, chiar pînă la 99%, $P = 1\%$ relevînd probabilitatea unei eventuale influențe sistematice a mărimii vitezei de aplicare a sarcinii.

Pe baza acestor constatări experimentale s-a considerat că o reglementare univocă a vitezei de aplicare a sarcinii pe penetrator la 1 mm/s asigură o reproductibilitate bună a măsurărilor și evită influența acțiunii dinamice relevate de diferența statistică semnificativă numai la viteza de 5 mm/s. O reducere a vitezei de aplicare sub 1 mm/s nu este justificată, întrucît față de rezultatele obținute la 0,2 mm/s nu se înregistrează nici o diferență sistematică, nici chiar în condițiile de măsurare de înaltă precizie accesibile aparatului etalon cu încărcare directă și măsurare a adîncimii de pătrundere prin vizare directă a deplasării penetratorului cu un microscop cu spirală, după Abbé.

În locul acestui parametru, viteza de aplicare a sarcinii, cercetările executate de Institutul central al Oficiului german de metrologie și controlul mărfurilor din Republica Democrată Germană [3] au urmărit în cadrul ciclului durata creșterii sarcinii în cursul aplicării, fără de a se sesiza vreo influență semnificativă. De altfel, demarcarea acestui interval de timp este discutabilă și dificil de decelat, întrucît aplicarea sarcinii pe penetrator apare teoretic instantaneu, doar deformarea elastică a sistemului penetrator-plăcuță provoacă o anumită întîrziere printr-un efect inerent de amortizare a șocului în momentul suspendării greutăților.

Cercetările laborioase întreprinse la Laboratorul național de fizică din Anglia (Teddington) [4], [7] au determinat univoc dependența durității Rockwell și Vickers de viteza deplasării penetratorului după desprinderea de pe pistonul de acționare. În aceste condiții se măsoară viteza cu care începe deformarea plăcuței sub acțiunea sarcinii liber suspendate de penetrator. Această viteză de deformare, după propunerile lui R.S. Marriner [7], ar trebui limitată la 3 μm/s.

Apare astfel o diferență esențială între această viteză finală de aplicare și viteza de aplicare inițială a sarcinii pe penetrator, care reprezintă de fapt cele două limite de variație a vitezei de deplasare a sarcinii în cursul fazei de aplicare. Între aceste două viteze, inițială și finală, este o strînsă corelație, decelerarea fiind univoc determinată de efectul de amortizare produs de deformările elastoplastice ale sistemului penetrator — plăcuță etalon. O dată impusă o anumită viteză inițială de aplicare, se delimitează implicit și viteza finală pentru aparate de construcție similară, de exemplu aparate cu greutăți suspendate de un penetrator cu rigiditate identică. Spre deosebire însă de viteza inițială de 1 mm/s, care este constantă și poate fi ușor măsurată și controlată, viteza finală, prin valorile mici de 3 μm/s și prin variația ei continuă, devine deosebit de dificil de demarcat, fiind strict dependentă de momentul în care se execută măsurarea.

O dată fixată limita vitezei de aplicare a sarcinii la 1 mm/s, care evită acțiuni suplimentare dinamice asupra deformării, s-a trecut la alte serii de cîte 10 măsurări de duritate pe truse de plăcuțe etalon de fabricație Werkö cu diferite durate de încărcare sub sarcina totală. Din măsurările efectuate se prezintă în figura 5 împrăștierea rezultatelor obținute la durate de 5,15 și 30 s, cu o viteză de aplicare de 1 mm/s.

Prin alegerea acestor durate s-au urmărit, de fapt, duratele încadrate în prezent în practica încercărilor de duritate Rockwell; etalonarea plăcuțelor se execută conform recomandărilor internaționale la 30 s; încercările curente pînă la așa-zisa oprire a acului indicator corespund unui timp minim de 5 s, iar durata de 15 s se prescrie în prezent pentru încercarea durității pieselor din oțel, după metodele Vickers și Brinell.

Duritățile Rockwell C determinate la 15 și 30 s se situează aparent în același cîmp de împrăștiere fără nici o diferență sistematică evidentă. În schimb, rezultatele încercărilor cu o durată de 5 s înregistrează o majorare a durității între 0,2 și 1 HRC în funcție de duritatea plăcuței;

o dată cu creşterea durităţii nominale a plăcuţei scade diferenţa dintre rezultatele obţinute la 5 s şi cele cu durate de 30 s, respectiv 15 s.

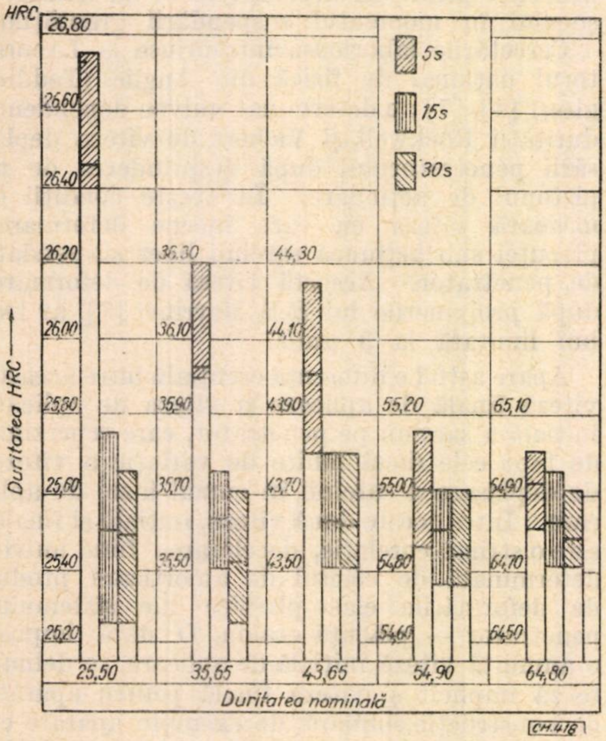


Fig. 5. Rezultatele încercărilor de duritate pe plăcuţe etalon cu durate variabile de menţinere a sarcinii.

O analiză statistică a distribuţiei diferenţelor dintre rezultatele încercărilor confirmă influenţa sistematică a duratei asupra durităţii. În figura 6 se redau în histograme valorile variabilei de distribuţie t (variabila Student) pentru diferenţele măsurărilor $HRC_5 - HRC_{30}$, $HRC_{15} - HRC_{30}$ şi $HRC_5 - HRC_{15}$. Comparînd valorile variabilei t cu limitele aferente pragului de semnificaţie $P = 5\%$, 1% şi $0,1\%$ corespunzătoare unui număr de 18 grade de libertate — două serii de 10 urme — se relevă faptul că toate diferenţele $HRC_5 - HRC_{30}$ şi $HRC_5 - HRC_{15}$ depăşesc limita $P = 1\%$, ceea ce atestă influenţa duratei de 5 s. În schimb, diferenţa $HRC_{15} - HRC_{30}$ se situează sub $P = 5\%$, neconfirmînd astfel existenţa unei influenţe a variaţiei duratei.

Dacă semnificaţia diferenţei $HRC_{15} - HRC_{30}$ nu este direct evidenţiată, totuşi la o confruntare a valorilor variabilei t atinse de cele două diferenţe $HRC_5 - HRC_{30}$ şi $HRC_5 - HRC_{15}$ se remarcă o sistematică reducere a nivelului de încredere atins de $HRC_5 - HRC_{15}$, care ajunge să fie semnificativă la plăcuţele cu durităţi nominale mari cu un prag în jur de $P = 1\%$ faţă de $P > 0,1\%$ stabilit pentru $HRC_5 - HRC_{30}$. Astfel se relevă indirect existenţa unei diferenţieri chiar şi între rezultatele încercărilor executate cu durate de 15 şi 30 s la măsurarea durităţilor Rockwell mai mari decît 43,65 HRC.

Ţinînd seamă de rezultatele măsurărilor, se consideră necesară adoptarea duratei de 15 s şi la încercările curente de duritate Rockwell, pentru a se ajunge la o normalizare unitară a metodelor statice de imprimare: Brinell, Vickers şi Rockwell. Prin fixarea unei durate de menţinere a încărcării se elimină caracterul arbitrar al normalizării actuale, care este susceptibil de diferenţe pînă la 1 HRC în funcţie de aprecierea operatorului a momentului încheierii deformării piesei sub acţiunea penetratorului încărcat.

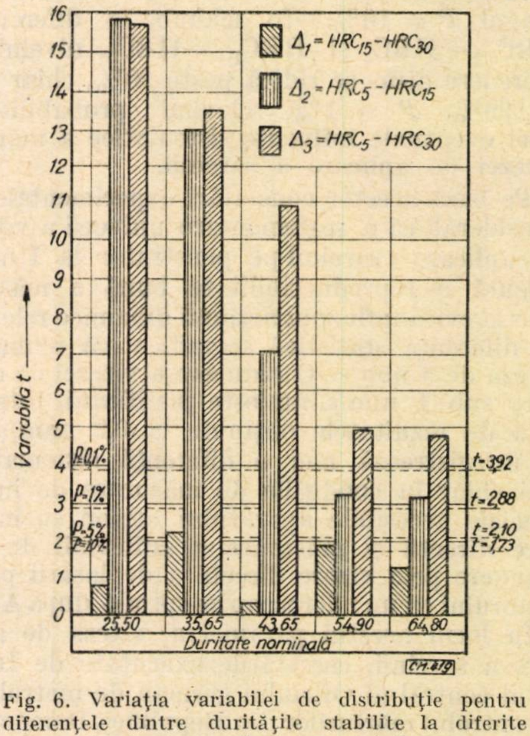


Fig. 6. Variaţia variabilei de distribuţie pentru diferenţele dintre durităţile stabilite la diferite durate de menţinere a sarcinii.

În cadrul unor comparaţii internaţionale, organizate de Institutul central al oficiului de metrologie şi controlul mărfurilor din R.D.G. şi Institutul Mendelejev din U.R.S.S. [3], s-au urmărit influenţa duratei globale a încărcării, timpul de aplicare a sarcinii şi timpul de menţinere a sarcinii între limitele de 8 şi 30 s; o dată cu majorarea duratei de aplicare a sarcinii s-a recurs şi la majorarea duratei de menţinere a încărcării. De fapt, la aceste încercări timpul de menţinere a încărcării variază între 6 şi 24 s. Rezultatele obţinute prezintă diferenţe nesemnificative, cu o abatere medie pătratică de 0,2 HRC, ceea ce îl determină pe K. Hormuth [3] să conchidă că, în limitele ciclurilor examinate, influenţa duratei este acoperită de cîmpul de împrăştiere a măsurărilor. Interpretarea rezultatelor are un caracter particular, referindu-se la durata totală de încercare, şi nu permite aprecierea influenţei distincte a celor doi parametri cinematici, viteza de aplicare şi durata de încărcare sub sarcina totală. Prin reducerea duratei de aplicare s-a promovat acţiunea dinamică a încărcării care ar putea, în anumite limite, să compenseze împiedicarea desfăşurării deformaţiei prin scurtarea duratei de menţinere a încărcării totale.

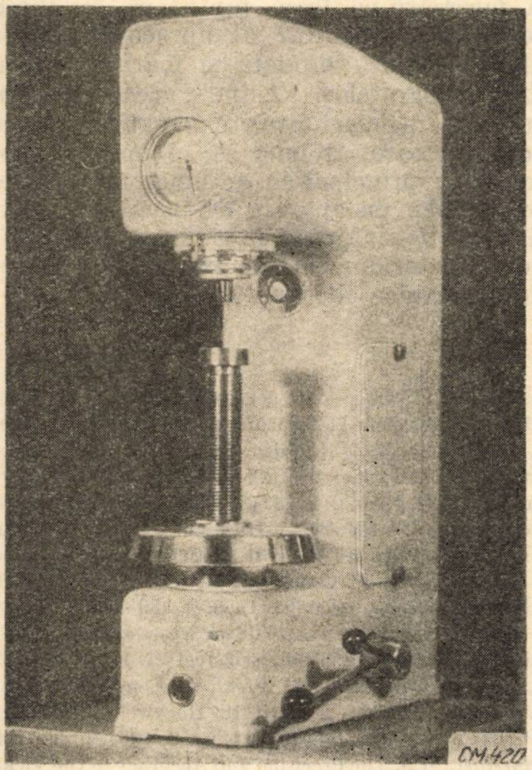


Fig. 7. Aparatul de încercare a durităţii Rockwell tip PHC — 01/02, construcţie „Balanţa"-Sibiu.

Rezultatele experimentale expuse, confirmînd definirea univocă a ciclului de încercare prin limitarea vitezei de aplicare la 1 mm/s şi a duratei de menţinere a sarcinii la 15 s — durată prescrisă încercărilor de duritate Brinell şi Vickers la oţeluri — s-a considerat oportun ca această reglementare să fie introdusă în practica determinărilor curente din industrie. În acest scop, la recomandările Institutului de metrologie, uzina „Balanţa" — Sibiu a construit în cursul anului 1964 un nou aparat tip PHC — 01/02, cu încărcare automatizată (fig. 7). Aparatul a fost omologat şi se găseşte în prezent în fabricaţie de serie.

Desfăşurarea automată a încercării la aparatul tip PHC — 01/02 se realizează cu un dispozitiv simplu şi ingenios de o concepţie originală, care descarcă automat sarcina finală după epuizarea duratei alese (fig. 8). La aplicarea sarcinii finale, greutăţile *1*, agăţate de capătul pîrghiei de izolare *2*, se depun pe pîrghia principală *3* care se reazemă direct pe penetrator după aplicarea sarcinii iniţiale. Rotirea pîrghiei de izolare este comandată de deplasarea unei tije verticale *4* care se sprijină prin nişte umeri de un suport tubular *5*. Suportul tubular este legat printr-o articulaţie de o pîrghie *6* fixată la un capăt de pistonul unui amortizor cu ulei în cascadă *7*. De acest capăt al pîrghiei *6* mai este agăţată contragreutatea *8*, care asigură rotirea continuă a pîrghiei. O dată cu pîrghia *6* se roteşte în sens invers şi pîrghia *9*, legată prin articulaţii de pîrghia *6*. După o anumită cursă, capătul pîrghiei *9* ajunge să ridice tija verticală împreună cu pîrghia de izolare, descărcînd greutăţile *1* de pe pîrghia principală *2*. Readucerea suportului tubular *3* şi a contragreutăţii *8* în poziţia iniţială, după încheierea încercării, se execută cu maneta *10*, care se blochează în poziţia iniţială de un clichet care pătrunde în degajarea unui disc profilat, montat pe manetă. Viteza de aplicare a sarcinii se reglează prin modificarea secţiunii de scurgere a uleiului din pistonul amortizorului, iar durata de menţinere a sarcinii finale se reglează prin schimbarea poziţiei relative dintre capătul tijei verticale şi pîrghia *9*.

Pe lîngă acest dispozitiv de comandă a încărcării, aparatul PHC — 01/02 mai este prevăzut cu un dispozitiv de măsurare a adîncimii urmei cu cuplaj electromagnetic, care comandă antrenarea comparatorului cu cadran numai după aplicarea sarcinii finale, eliminînd astfel erorile de măsurare provocate de schimbarea sensului de indicare la aplicarea sarcinii iniţiale. Urmărirea diferitelor faze ale încercării este asigurată de un bec de semnalizare, indicîndu-se atît momentul aplicării sarcinii iniţiale, cît şi durata menţinerii sarcinii finale.

Verificarea aparatului PHC — 01/02 a relevat o comportare deosebit de bună, superioară altor tipuri de aparate, printr-o restrîngere a erorilor de justeţe şi fidelitate. Seriile normalizate de cîte 5 urme executate pe o trusă de 8 plăcuţe etalon de duritate cu diferite valori nominale între 21,5 HRC şi 64 HRC au prezentat împrăştieri cu o amplitudine maximă de 0,4 HRC, iar diferenţa dintre media seriilor de 5 măsurări faţă de valoarea nominală a plăcuţei s-a situat între — 0,08 HRC şi + 0,1 HRC, performanţe

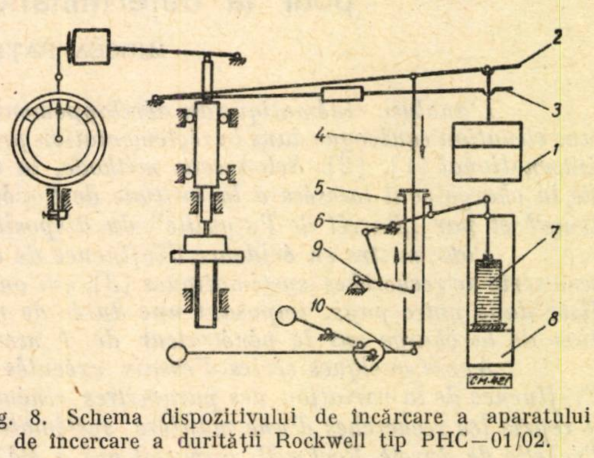


Fig. 8. Schema dispozitivului de încărcare a aparatului de încercare a durităţii Rockwell tip PHC — 01/02.

care nu se realizează în prezent la aparatele existente în dotarea laboratoarelor din țară.

Cercetările întreprinse asupra condițiilor de desfășurare a ciclului de încercare la determinarea durității după metoda Rockwell relevă necesitatea imperioasă de a se trece la o reglementare riguroasă a parametrilor cinematici pentru a se putea asigura ridicarea preciziei și reproductibilitatea rezultatelor. În vederea introducerii unei normalizări a condițiilor de desfășurare a încercării, se consideră că este necesară și suficientă fixarea univocă a doi parametri cinematici, și anume :

— viteza de aplicare a penetratorului pe piesa de examinat, respectiv a sarcinii finale pe penetrator, și

— durata de menținere a sarcinii finale pe piesă.

Pentru viteza de aplicare se opinează limitarea acesteia la 1 mm/s, ținînd seamă că sub această valoare nu se mai manifestă nici o acțiune dinamică operantă. Această condiție cinematică se referă la orice aparat de încercare a durității, independent de tipul și construcția sistemului de încărcare, putînd fi urmărită și reprodusă în cursul operațiilor de dispozitivele mecanice existente. Durata de menținere a sarcinii finale (150 kgf) pe piesa de examinat urmează să fie fixată la 15 s pentru încercarea oțelurilor, prin extinderea duratei normale adoptate în prezent pentru încercările de duritate după metodele Brinell și Vickers.

Reproducerea riguroasă a ciclului de încercare se poate obține numai prin utilizarea dispozitivelor cu acționare automată și programată a încărcării. Prin automatizarea desfășurării încercării,pe lîngă faptul că se elimină orice caracter arbitrar al aprecierii operatorului, se asigură totodată și mărirea productivității aparatelor. Astfel acest deziderat metrologic, reglementarea cinematică a ciclului de încercare, trebuie să se impună drept un obiectiv principal în acțiunea de dotare a laboratoarelor cu aparate de încercare a durității, spre a se ajunge la ridicarea preciziei și eficienței determinărilor la examinarea proprietăților mecanice ale metalelor.

---

[1] *Meyer, K.* Über den gegenwärtigen internationalen Stand der technischen Härteprüfung. In : Schweizer Archiv, nr. 1, 1962, p. 7—38. [2] *Rațiu, M.* Construcția aparatului etalon pentru scara de duritate Rockwell. În : Metrologia aplicată **3**, nr. 10, 1956, p. 2—8. [3] *Hormuth, K.* Der Einfluss der Belastungszeit bei Rockwell-Härtemessung hoher Genauigkeit. În : V.D.I. Berichte **41**, 1961, p. 105—108. [4] *Marriner, R. S.* și *Mason, F.C.P.* Consistens Results in Hardness Testing. În : Engineering, nr. 4801, 1958. p. 339—341. [5] *Rațiu, M.* și *Prexl, R.* Influența vitezei de încărcare asupra măsurării durității Rockwell. În : Studii și cercetări de metalurgie **9**, nr. 2, 1964, p. 275—288. [6] *Prexl, R.* Considerații asupra aparatelor de încercare a durității Rockwell construite în R.P.R. În : Metrologia aplicată **11**, nr. 9, 1964, p. 398—404. [7] *Marriner, R.S.* The Precision and Accuracy of the Vickers, Rockwell and Brinell Hardness Tests. Acta IMEKO 21—UK—245, Stockholm, 1964.

CD 620.178.152.42 :621.791

L'introduction de la réglementation du cycle d'essai pour la détermination de la dureté Rockwell

MIRCEA RAȚIU et RUDOLF PREXL

L'analyse cinématique du développement de l'essai de la dureté d'après la méthode Rockwell révèle une situation équivoque dans la réglementation prescrite par les standards en vigueur aujourd'hui sur le plan international [1], [2]. *Selon cette méthode, la vitesse de chargement ainsi que la durée de l'application de la charge sont laissées à la latitude de l'opérateur par l'appréciation d'une soi-disant ,,application lente'' et par ,,l'arrêt de l'aiguille'' du dispositif de mesurage, qui indique la course du pénétrateur.*

Pour mettre en évidence l'influence de ces paramètres du cycle d'essai, on a entrepris en 1956 une série de recherches systématiques [*3*], *qui ont été à la base de l'actuelle réglementation qui sera normalisée dans notre pays, imposant une durée de maintien de la charge de 15 s et une vitesse d'application de la charge sur le pénétrateur de 1 mm/s.*

Après quelques séries d'essais exécutés à l'aide des appareils usuels pour l'essai de la dureté, l'influence de la variation des paramètres cinématiques du cycle ne pouvant être établie avec certitude, on a repris les recherches d'une manière systématique à l'aide de l'appareil étalon pour la reproduction de l'échelle de dureté Rockwell, appareil qui a été construit dernièrement.

L'appareil étalon qui a été construit, tout à fait différent de ceux qui existent à l'étranger, assure le développement de l'essai après un cycle rigoureusement programmé et automatisé [*1*], [*3*]. *Par l'introduction d'un dispositif hydraulique en circuit fermé, avec un cylindre d'actionnement et un cylindre de commande (fig. 1), on impose un certain programme aux phases d'application des poids sur le porte-pénétrateur conduit entre les roulements montés dans le bâti de l'appareil. En simultanéité avec le déplacement du piston de commande, qui suit le profil d'une came tournée par un moteur électrique, le même déplace-*

ment est transmis, par le flux de l'huile qui se trouve dans le circuit, au piston d'actionnement sur lequel se trouvent les poids de charge du porte-pénétrateur. Ainsi, en choisissant une came dont le profil correspond, on délimite d'une manière univoque tant la vitesse d'application de la charge que la durée des diverses phases du cycle, avec une rigoureuse reproductibilité.

Dans la première phase des recherches on a examiné l'influence de la variation de la vitesse d'application de la charge initiale et finale, tout en maintenant la durée constante de 30 s pour l'application du pénétrateur chargé sur le bloc de référence. Les résultats détaillés de tels mesurages sont présentés dans les ouvrages [2], [4], [5].

De tous les examens effectués on indique dans la figure 3 seulement la distribution des duretés déterminées, sur une seule trousse de fabrication Werkö par groupes de 10 traces sur chaque bloc de référence, aux vitesses d'application de 0,2 mm/s, 1 mm/s et 5 mm/s. Les différences entre les duretés moyennes sont relativement réduites et sont placées dans le champ de dispersion des valeurs enregistrées dans les séries. Si entre les duretés déterminées aux vitesses de 0,2 mm/s et 1 mm/s ces différences (HRC_1—$HRC_{0.2}$) *n'ont aucune orientation systématique, en échange à la vitesse de 5 mm/s on remarque, pour tous les blocs de référence, une tendance d'abaissement de la dureté moyenne entre 0,05 et 0,1 HRC.*

En tenant compte des petites différences qui existent entre les duretés déterminantes, on a fait une analyse statistique pour mettre en évidence leur signification pour l'établissement d'une éventuelle dépendance systématique de la grandeur de la vitesse d'abaissement de la charge sur le pénétrateur. Dans ce but on a évalué la variable de distribution t (la variable Student) des différences pour les mesurages de chaque série, dont les valeurs sont représentées dans les hystogrammes de la figure 4. Sur cette figure on a indiqué aussi les valeurs de la variable t aux différents niveaux de certitude pour 18 degrés de liberté, ce qui correspond à la comparaison de deux séries, chacune comprenant 10 mesurages.

Les différences ($HRC_{0.2} - HRC_1$) *n'ont aucune signification et se situent dans tous les cas sous le seuil* $P = 10\%$. *En échange, aux différences* ($HRC_{0.2}$—HRC_5) *et* (HRC_1—HRC_5) *le niveau de certitude atteint s'élève au-dessus de 90% et même jusqu'à 99%* P—1% *et révèle la probabilité d'une éventuelle influence systématique de la grandeur de la vitesse d'application de la charge.*

Après avoir fixé la limite de la vitesse d'application de la charge à 1 mm/s, ce qui évite des actions dynamiques supplémentaires sur la déformation, on a exécuté d'autres séries de mesurages de la dureté par groupes de 10 sur des trousses de blocs de référence étalons, de fabrication Werkö, de différentes durées de chargement situées sous la charge totale. La figure 5 représente la dispersion des résultats obtenus dans les mesurages effectués à une durée de 5 s, 15 s et 30 s et à une vitesse d'application de 1 mm/s.

Les duretés Rockwell C, déterminées à 15 s et à 30 s, se placent dans le même champ de dispersion, sans aucune différence systématique évidente. En échange, les résultats des essais d'une durée de 5 s indiquent une augmentation de la dureté entre 0,2 et 1 HRC en fonction de la dureté du bloc de référence; avec l'augmentation de la dureté nominale du bloc de référence, la différence qui existe entre les résultats obtenus à 5 s et ceux d'une durée de 30 s, respectivement de 15 s, diminue.

Une analyse statistique de la distribution des différences entre les résultats des essais confirme l'influence systématique de la durée sur la dureté. Dans la figure 6 on donne dans l'hystogramme les valeurs de la variable de distribution t (la variable Student) pour les différences des mesurages (HRC_5 —HRC_{30}), (HRC_{15}—HRC_{30}) *et* (HRC_5—HRC_{15}). *En comparant les valeurs de la variable t avec les limites afférentes au seuil de signification* $P=5\%$, 1% *et* $0,1\%$, *qui correspondent à un nombre de 18 degrés de liberté— deux séries à 10 traces —, on observe que les différences* (HRC_5—HRC_{30}) *et* (HRC_5—HRC_{15}) *dépassent la limite* $P = 1\%$, *ce qui atteste l'influence de la durée de 5 s. En échange, la différence* (HRC_{15}—HRC_{30}) *se place sous* $P = 5\%$, *ce qui prouve l'inexistence d'une influence de la variation de la durée.*

Les résultats expérimentaux exposés confirmant la définition univoque du cycle d'essai par la limitation de la vitesse d'application à 1 mm/s, à une durée de maintien de la charge à 15 s — la durée prescrite pour les essais de dureté Brinell et Vickers sur l'acier —, on a considéré qu'il serait opportun que cette réglementation soit introduite dans la pratique des déterminations courantes dans l'industrie. A cet effet, suivant les recommandations de l'Institut de métrologie, l'usine pour la fabrication de balances de la ville de Sibiu a fabriqué en 1964 un nouvel appareil type PHC—01/02, à charge automatisée. Le développement automatique de l'essai à l'appareil type PHC—01/02 est réalisé à l'aide d'un dispositif simple mais ingénieux, d'une conception originale, qui décharge automatiquement la charge finale après l'épuisement de la durée choisie.

La vérification de l'appareil PHC — 01/02 a prouvé que celui-ci fonctionne très bien et qu'il est supérieur par rapport à d'autres types d'appareils, par une limitation des erreurs de justesse et de fidélité. Les séries normalisées, à 5 traces chacune, sur une trousse de 8 blocs de référence, étalons de dureté, de différentes valeurs nominales entre 21,5 HRC et 64 HRC, ont présenté des dispersions d'une amplitude maxima de 0,4 HRC, et la différence entre la moyenne des séries de 5 mesurages comparée avec la valeur nominale du bloc de référence s'est placée entre —0,08 HRC et + 0,1 HRC, performance que l'on ne peut réaliser maintenant avec les appareils qui sont en usage dans les laboratoires de notre pays [6].

Les recherches faites sur les conditions de développement du cycle d'essai à la détermination de la dureté d'après la méthode Rockwell démontrent la nécessité impérieuse de réglementer rigoureusement les paramètres cinématiques pour pouvoir assurer l'augmentation de la précision et la reproductibilité des résultats. En vue de l'introduction d'une normalisation des conditions de développement de l'essai, on considère que l'établissement univoque de deux paramètres est nécessaire et suffisant, à savoir :

— la vitesse d'application du pénétrateur sur la pièce à examiner et celle de la charge finale sur le pénétrateur à 1 mm/s ;

— la durée du maintien de la charge finale sur pièce à 15 s.

5352 97/66
LEFORDITVA

CZ 620.178.6 :621.791

Contribuţii la studiul corelaţiei dintre rezilienţa determinată pe epruvete normale şi microepruvete

EUGEN IOVIŢIU

Determinarea rezilienţei se face de obicei asupra unor epruvete de 55×10×10 mm, considerate normale, cu crestături de forme şi de adîncimi diferite (tabela 1 şi figura 1). Standardele diferitelor ţări prevăd un anumit tip de epruvetă. În unele standarde se întîlneşte şi epruveta Charpy mare, de 160×30×30 mm (tabela 1). În Republica Populară Română este standardizată epruveta Mesnager şi ISO.

Tabela 1

1 Denumirea epruvetei	2 Standardul	3 Dimensiunea epruvetei			7 Dimensiunea crestăturii				12 Deschiderea reazemului e, mm
		4 lungimea l, mm	5 lăţimea b, mm	6 înălţimea h, mm	8 adîncimea t, mm	9 diametrul d, mm	10 unghiul α, grade	11 raza r, mm	
ISO−U	ISO−R83 STAS 1 400-60	55	10	10	5	2	—	—	40
Mesnager	DIN−50115	55	10	10	2	2	—	—	40
DVM	DIN−50115	55	10	10	3	2	—	—	40
DVM−F	DIN−50115	55	8	10	4	8	—	—	40
DVM−K	DIN−50115	44	6	6	2	1,5	—	—	30
VGB	ISO−R148	160	15	30	15	4	—	—	120
ISO−V	—	55	10	10	2	—	45	0,25	40
Charpy mare	—	160	30	30	15	4	—	—	120
Izod	DIN−50115	—	10	10	2	—	45	0,25	—
DVM−S		55	10	10	3	—	45	0,25	40

* Notaţiile din tabelă sînt trecute în figura 1. 13

În publicaţiile tehnice se găsesc o serie de recomandări pentru epruvete mici (fig. 1). Astfel, în publicaţiile germane se indică epruvete de dimensiuni reduse, preconizate de A.Thum şi R. Zoege [1] şi cele propuse de E. Gaiser şi H. Lüpfert [2], respectiv de A. Pomp şi A. Krisch [3]. Epruveta mică de 44×6×6 mm este standardizată şi se încearcă la o distanţă între reazeme de 30 mm.

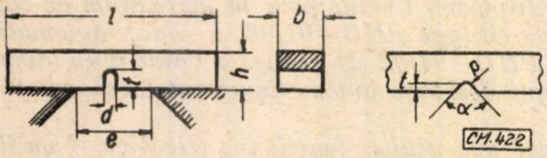


Fig. 1. Schiţa epruvetelor de rezilienţă, cu dimensiunile din tabelele 1 şi 2.

Dimensiunile microepruvetelor folosite rezultă din tabela 2. Se mai folosesc şi microepruvete de 24 × 4 × 4 mm sau de 24 × 4 × 3 mm, care se încearcă la o distanţă între reazeme de 16 mm. Trebuie menţionat că nu există vreo unificare pe plan internaţional a microepruvetelor ca formă şi dimensiuni. În această situaţie, în prezent se folosesc epruvete normale, mici şi microepruvete.

Determinarea unor relaţii între cifrele de rezilienţă obţinute asupra diferitelor tipuri de epruvete normale formează o preocupare mai veche de cercetare. Pînă la standardizarea unitară pe plan internaţional a unei singure epruvete de rezilienţă, cunoaşterea unei astfel de corelaţii este utilă şi necesară. Se observă însă că compararea cifrelor de rezilienţă determinate asupra epruvetelor de tipuri şi dimensiuni diferite este foarte dificilă, întrucît temperaturile critice la care se produce trecerea de la ruperea tenace la cea fragilă, deci zone în care dispersia

Tabela 2

1 Nr. crt. **	Dimensiunile epruvetelor * 2				Dimensiunile crestăturii 3			Deschiderea reazemului 11
	4 lungime l, mm	5 lăţime b, mm	6 înălţime h, mm	7 adîncime t, mm	8 diametru d, mm	9 unghi α, grade	10 rază r, mm	e, mm
1	24	4	4	1,25	0,3	—	—	16
2	24	4	4	1,25	0,5	—	—	16
3	24	4	4	1,25	—	60	0,25	16
4	24	3	3	1,0	0,3	—	—	16
5	24	3	3	1,0	0,5	—	—	16
6	24	3	3	1,0	—	60	0,25	16
7	24	3	4	1,25	0,3	—	—	16
8	24	3	4	1,25	0,5	—	—	16
9	24	4	3	1,0	0,3	—	—	16
10	24	4	3	1,0	0,5	—	—	16
11	44	6	6	1	2	—	—	30
12	44	6	6	2	1,5	—	—	30
13	44	6	6	2	1,5	—	—	30
14	27	3	4	1	—	60	0,1	22

* conform fig. 1;

** 1–10: V. Komarek [5], [6]; 11,12: N. Ludwig [4]; 13: A. Thum, R. Zoege [1]; 14: A. Pomp, A. Krisch [3].

rezultatelor este mare, sînt sensibil influenţate de forma epruvetei. O comparare a cifrelor de rezilienţă este posibilă deci numai atunci cînd cifrele ce se compară corespund toate ramurii superioare, a ruperilor tenace, sau celei inferioare, a ruperilor fragile, pe curba $K = f\,(T)$.

În tabela 3 se dau cifre de comparaţie aproximativă între valorile rezilienţei determinate asupra epruvetelor ISO, Mesnager şi DVM, date în literatură. Ele se referă la oţeluri.

Tabela 3

ISO-U ISO-R83, kgfm/cm²	Mesnager STAS 1400-60, kgfm/cm²	DVM DIN-50115, kgfm/cm²	Charpy V (ISO-V) ISO-R148, kgfm/cm²	Charpy mare, kgfm/cm²	Izod ft/lb
1	1,4	1,2	0,4	1,5	2,5
2	2,8	2,4	0,9	3,0	6,4
3	4,2	3,6	1,5	4,5	10,8
4	5,6	4,8	2,2	6,0	16,0
5	7,0	6,0	3,1	7,5	21,5
6	8,4	7,2	4,1	9,0	27,8
7	9,8	8,4	5,2	10,5	34,1
8	11,2	9,6	6,5	12,0	40,4
9	12,6	10,8	8,0	13,5	46,7
10	14,0	12,0	9,4	15,0	53,0
11	15,4	13,2	10,9	16,5	59,3
12	16,8	14,4	12,6	18,0	65,6
13	18,2	15,6	14,1	19,5	71,9
14	19,6	16,8	15,8	21,0	78,2
15	21,0	18,0	17,7	22,5	84,5
16	22,4	19,2	19,4	24,0	90,8
17	23,8	20,4	21,1	25,5	97,1
18	25,2	21,6	23,0	27,0	103,4

Compararea cifrelor de rezilienţă determinate asupra epruvetelor normale şi microepruvetelor a constituit de asemenea obiectul mai multor cercetări. În relaţiile propuse de diverşi autori se arată dependenţele dintre dimensiunile şi forma crestăturii microepruvetei, pe de o parte, şi tipul epruvetei normale de referinţă (Mesnager, ISO şi DVM), pe de altă parte, precum şi influenţa energiei ciocanului-pendul.

În literatură se găsesc relativ puţine date privind corelaţia dintre cifrele de rezilienţă obţinute asupra epruvetelor normale şi cele mici, respectiv microepruvete. Astfel N. Ludwig [4] studiază pe două oţeluri — unul pentru tablă de cazan, iar altul utilizat la fabricarea lanţurilor — corelaţia rezilienţei determinată la diferite temperaturi pe epruvete normale DVM şi epruvete mici cu o secţiune de 6 × 6 mm, luînd drept variabile lungimea, adîncimea şi raza crestăturii, precum şi tratamentul termic aplicat epruvetelor mici. Acest autor găseşte la +20°C la oţelurile menţionate — în stare normalizată — un raport care variază între 1,2 şi 1,35.

V. Komarek [5], [6] efectuează un studiu pe zece mărci de oţeluri, cercetînd corelaţia dintre rezilienţa determinată pe epruvete tip Mesnager şi microepruvete de 4 × 4 mm, 4 × 3 mm şi 3 × 4 mm secţiune şi de 24 mm lungime, prevăzute cu crestături de diverse forme şi încercate la diverse temperaturi. Pentru microepruvetele de 4 × 4 × 24 mm, cu o crestătură de 0,3 mm lăţime, o adîncime de 1,25 mm şi o rază de 0,15 mm, autorul găseşte, la + 20°C, raportul $f = \frac{K_M}{K_m}$ cuprins între 2 şi 3,3 pentru oţelurile studiate.

În prezentul studiu se urmăreşte să se aducă o contribuţie la stabilirea unei corelaţii — între rezilienţa oţelurilor determinată asupra epruvetelor Mesnager şi aceea obţinută la utilizarea microepruvetelor cu dimensiunile arătate în figura 2 — de forma:

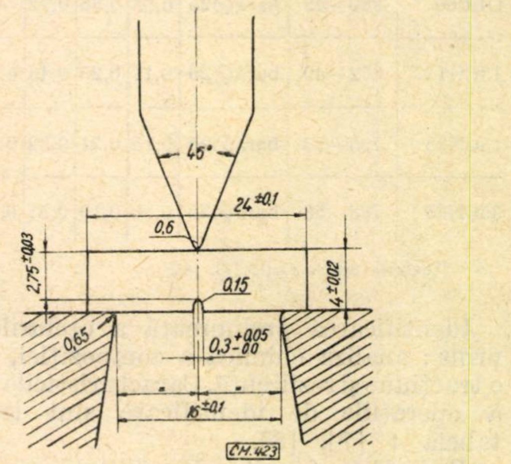


Fig. 2. Schiţa microepruvetei şi aşezarea ei pe dispozitivul de încercat al ciocanului Charpy.

$$f_1 = \frac{K_M}{K_m} \qquad (1)$$

şi

$$f_2 = \frac{K_I}{K_m}, \qquad (2)$$

unde K_M şi K_I sînt rezilienţele determinate experimental asupra epruvetelor Mesnager şi ISO, iar K_m cea determinată tot experimental asupra microepruvetelor. Relaţiile (1) şi (2) s-au determinat la şapte mărci de oţeluri româneşti, încercate la temperatura de +20°C.

Incercările efectuate

Oţelurile încercate. S-au examinat patru mărci de oţel carbon de calitate (OLC 25, OLC 35, OLC 45 şi OLC 60) şi trei mărci de oţel aliat (13CO4, 13CN25 şi 35CN25). Aceste oţeluri — bare cu diametrul de 25 mm, provenite din producţia curentă a industriei R.P.R. — au fost încercate în condiţiile de livrare, fără efectuarea vreunui tratament termic.

Tabela 4*

1 Oţelul		3 Starea de livrare	5 COMPOZIŢIA CHIMICĂ, %								6 INCERCAREA LA TRACŢIUNE				Rezilienţă 15 kgfm 7		7 Rezilienţă 30 kgfm	
2 Marca	STAS		C	Si	Mn	Cr	Ni	V	P	S	σ_r, kgf/mm²	σ_c, kgf/mm²	δ_5, %	ψ, %	ISO kgfm/cm²	Mesnager kgfm/cm²	ISO kgfm/cm²	Mesnager kgfm/cm²
OLC25	880—49	4 bară∅25	0,22	0,30	0,69	—	—	—	0,04	0,04	42,6 43,0	29,9 30,0	40,0 40,8	68,5 67,5	14,4	20,1	15,4	22,8
OLC35	880—49	bară∅25	0,33	0,23	0,57	—	—	—	0,03	0,03	58,9 59,2	40,1 42,8	30,0 28,6	56,5 58,4	9,9	14,3	10,7	14,6
OLC45	880—49	bară∅25	0,45	0,27	0,62	—	—	—	0,03	0,04	64,6 65,2	46,2 46,8	30,0 26,4	57,6 53,7	8,5	13,1	9,8	13,9
OLC60	880—49	bară∅25	0,56	0,36	0,72	—	—	—	0,03	0,04	84,7 85,0	—	16,0 14,8	37,6 34,4	—	—	3,24	4,2
13CO4	872—49	bară∅25	0,17	0,25	0,43	0,38	—	—	0,04	0,04	66,2 66,7	—	12,8 —	59,5 58,8	10,2	16,6	9,8	16,5
13CN25	793—53	bară∅25	0,15	0,21	0,32	0,81	2,48	—	0,03	0,02	84,7 86,6	—	24,4 22,6	52,9 50,3	10,8	16,1	11,4	16,6
35CN25	793—53	bară∅25	0,36	0,19	0,51	0,73	2,53	—	0,02	0,03	121,1 123,2	—	16,4 14,8	31,4 28,6	3,8	5,1	4,0	5,2

8 * extrasă din lucrările [7],]8].

Identificarea preliminară a oţelurilor a cuprins : analiza chimică a compoziţiei, încercări e tracţiune şi rezilienţă. Caracteristicile obţinute a operaţiile de identificare sînt trecute în tabela 4 [7], [8].

Epruvetele folosite. Epruvetele tip Mesnager şi ISO [7], [8] — din care s-au extras microepruvetele — au fost prelevate în număr de circa 60 din fiecare marcă de oţel şi numerotate în ordinea poziţiei lor în lungul materialului, bare cu diametrul de 25 mm ; cele cu numere impare au fost prelucrate ca epruvete tip Mesnager, iar cele cu numere pare drept epruvete tip ISO.

Microepruvetele utilizate au fost confecţionate din capetele rupte ale unor epruvete normale încercate la stabilirea corelaţiei dintre rezilienţa determinată pe epruvete Mesnager şi ISO de către M. Raţiu şi R. Slătineanu [7] şi în cadrul unei lucrări privind evidenţierea influenţei energiilor iniţiale ale ciocanelor-pendul de 15 şi 30 kgfm asupra rezilienţei, de către M. Raţiu şi S. Tîrnea [8].

Microepruvetele s-au obţinut prin secţionarea în patru, la freză, a capetelor de epruvete rupte tip Mesnager, care apoi s-au finisat prin şlefuire plană la dimensiunile finale de 4 × 4 × 24 mm, ultima operaţie fiind tăierea crestăturii cu o freză. Dimensiunile şi toleranţele microepruvetelor utilizate se pot vedea din figura 2.

Ciocanele-pendul utilizate. Încercările epruvetelor normale s-au executat pe un ciocan-pendul tip Charpy de 30 kgfm, iar pentru încercarea microepruvetelor s-a utilizat un ciocan-pendul Charpy de 1,6 kgfm.

Datele caracteristice ale ciocanelor-pendul sînt redate mai jos :

	Ciocan tip Charpy normal	*Ciocan tip Charpy mic*
— Energia potenţială de cădere	30 kgfm	1,6 kgfm
— Distanţa centrului de contact (dintre axa de suspensie şi mijlocul muchiei de lovire)	775 mm	390,5 mm
— Greutatea pendulului raportată la centrul de contact	19,958 kgf	2,138 kgf
— Unghiul de cădere	160°	163°
— Înălţimea de cădere a centrului de contact	1 503 mm	353 mm
— Distanţa centrului de percuţie (lungimea pendulului matematic echivalent)	789 mm	402,7 mm
— Pierderi prin frecare	sub 1 %	1,2 %
— Greutatea batiului	512 kgf	58,2 kgf

Alte detalii privind construcţia ciocanului Charpy de 1,6 kgfm se indică în figura 2.

Rezultatele încercărilor

Histogramele rezultatelor încercărilor de rezilienţă cu epruvete tip Mesnager şi microepruvete sînt trecute în figura 3. Valorile mediilor aritmetice, pe diferite mărci de oţeluri, ale rezilienţelor determinate pe epruvete tip Mesnager şi microepruvete s-au trecut în diagrama din figura 4, în care s-au marcat şi abaterile medii pătratice corectate S.

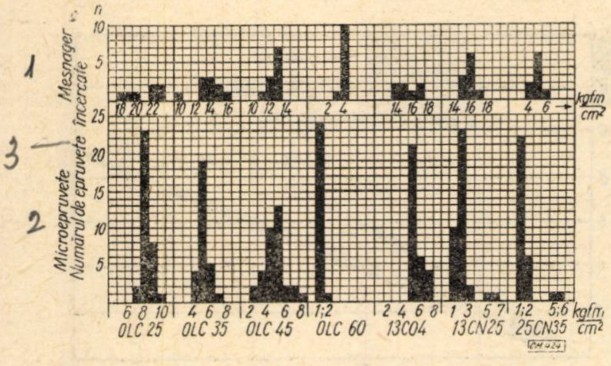


Fig. 3. Histogramele rezultatelor încercărilor.

Analiza statistică a distribuţiei rezultatelor şi corelaţia acestora cu distribuţiile normale pentru nivelul de încredere de 95% s-au efectuat după calculele curente statistice [9].

Datele analizei statistice a rezultatelor sînt trecute în tabela 5 şi în diagramele din figura 5.

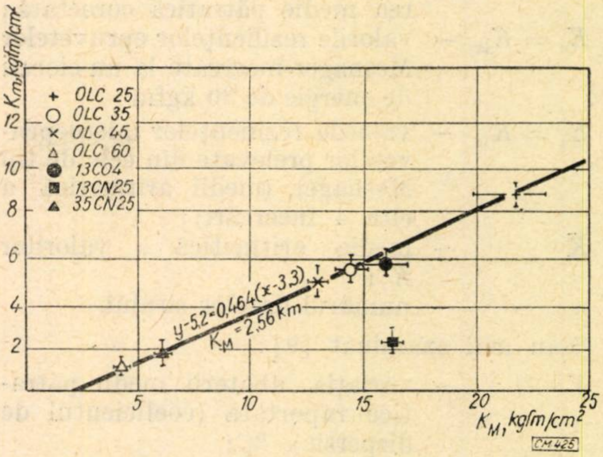


Fig. 4. Rezilienţa determinată pe epruvete Mesnager şi microepruvete.

Dispersia s-a calculat ţinînd seamă că se examinează un număr restrîns de date, cu relaţia :

$$S^2 = \frac{(K_i - \overline{K})^2}{n - 1} \tag{3}$$

$$S = \sqrt{\frac{(K_i - \overline{K})^2}{n - 1}}, \tag{4}$$

Tabela 5

1 Oţel marca		2 Media aritmetică, $\overline{K} = \frac{1}{n} \sum K_i$	3 Dispersia, $S^2 = \frac{\sum (K_i - \overline{K})^2}{n - 1}$	4 Abaterea medie pătratică, $S = \sqrt{S^2}$	5 Amplitudinea, $R = K_{max} - K_{min}$	6 Dispersia raportată, $V\% = \frac{S}{\overline{K}} 100$	7 Neregularitatea, $U\% = \frac{\sum (K_i - \overline{K})}{n \cdot \overline{K}} 100$	8 Limitele abaterii medii după o distribuţie normală		9 Variaţia medie, $s/\sqrt{n}$	10 Limitele de variaţie a valorii medii la o distribuţie normală, $\pm Z_{p95} \frac{s}{\sqrt{n}}$; $Z_{p95} = 1{,}96$ n = nr. epruvete 11		
								$S_{inf} = X_i S$	$S_{sup} = X_s S$		$n = 2$	$n = 3$	$n = 10$
OLC25	x	21,5	4,28	2,07	5,16	9,67	8,60	1,408	4,14	0,78	2,869	2,343	1,283
	y	8,67	0,094	0,307	0,90	3,54	2,61	0,209	0,614	0,12	0,425	0,347	0,190
OLC35	x	14,37	1,43	1,20	3,02	8,36	6,93	0,876	2,04	0,38	1,663	1,358	0,744
	y	5,60	0,042	0,205	0,93	3,66	3,08	0,150	0,348	0,07	0,284	0,232	0,127
OLC45	x	13,03	0,503	0,71	2,04	5,45	4,40	0,518	1,207	0,21	0,983	0,803	0,439
	y	5,06	1,583	1,26	4,30	24,90	20,25	0,920	2,142	0,38	1,747	1,426	0,781
OLC60	x	4,17	0,053	0,223	0,81	5,35	3,88	0,163	0,379	0,07	0,309	0,252	0,138
	y	1,39	0,087	0,282	1,08	20,30	13,45	0,206	0,479	0,09	0,391	0,319	0,175
13CO4	x	15,90	1,36	1,166	2,81	7,35	5,85	0,793	2,332	0,44	1,616	1,319	0,723
	y	5,85	0,165	0,04	1,07	0,69	5,65	0,027	0,080	0,02	0,055	0,045	0,0246
13CN25	x	16,12	0,358	0,60	1,69	3,72	3,05	0,438	1,020	0,18	0,832	0,679	0,372
	y	2,30	0,128	0,36	1,15	15,70	12,39	0,263	0,612	0,11	0,499	0,408	0,223
35CN25	x	6,05	0,774	0,877	2,17	14,50	9,95	0,64	1,491	0,28	1,216	0,992	0,544
	y	1,85	0,251	0,50	1,51	27,00	18,37	0,365	0,850	0,16	0,696	0,569	0,311

unde :

S^2 este dispersia corectată ; S — abaterea medie pătratică corectată ;

$K_i = K_{ix}$ — valorile rezilienţelor epruvetelor Mesnager încercate la un ciocan de energie de 30 kgfm ;

$K_i = K_{iy}$ — valorile rezilienţelor microepruvetelor prelevate din cele de tip Mesnager (medii aritmetică a cîte 4 încercări) ;

$\overline{K}$ — media aritmetică a valorilor K_i ;

n — numărul datelor şirului.

S-au mai examinat [9] :

V — variaţia abaterii medii pătratice raportată (coeficientul de dispersie), % ;

$$V = \frac{S}{\overline{K}} 100 ; \qquad (5)$$

U — neregularitatea, % ;

$$U = \frac{\delta}{\overline{K}} 100, \qquad (6)$$

în care $\delta = \frac{1}{n} \cdot (K - \overline{K})$ este dispersia liniară ;

p' — coeficientul de încredere, % ;

$$p' = \frac{S}{\overline{K}\sqrt{n}} ; \qquad (7)$$

$$S_{sup} = x_{sup} \cdot S \qquad (8)$$

şi

$$S_{inf} = x_{inf} \cdot S, \qquad (9)$$

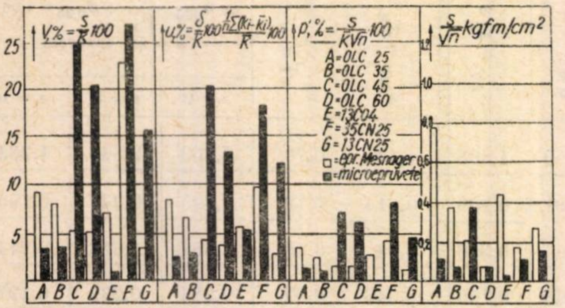


Fig. 5. Variaţiile abaterilor rezultatelor calculate statistic.

domeniul de dispersie a valorii S [9], precum şi dispersia şi limitele de variaţie a valorii medii la o dispersie normală fiind :

$$Z_p = \frac{S}{\sqrt{n}} . \qquad (10)$$

Datele obţinute sînt trecute în tabela 5 şi în figura 5.

Analiza rezultatelor

Din diagrama din figura 4 se poate remarca faptul că dreapta care trece prin punctele obţinute din media grupelor de rezultate pe diversele mărci de oţel corespunde relaţiei :

$$y - 5{,}2 = 0{,}464\ (x - 3{,}3), \qquad (11)$$

unde x şi y sînt rezilienţele obţinute din epruvetele tip Mesnager K_M, respectiv microepruvete K_m. Punctele din figura 4 reprezintă valori medii de cîte 20—25 încercări. În figură s-au arătat şi abaterile medii pătratice corectate.

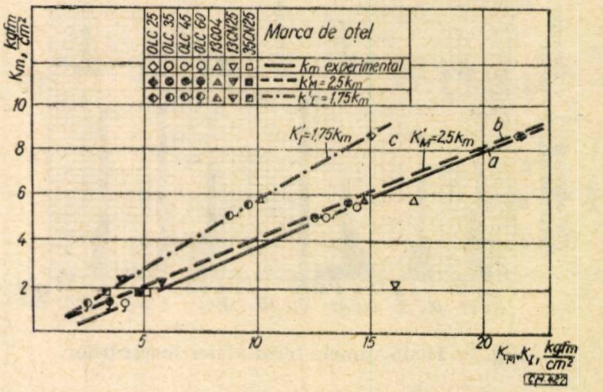


Fig. 6. Valorile rezilienţelor Mesnager şi ISO, calculate cu rezultatele experimentale obţinute din încercarea microepruvetelor.

Ecuaţia (11) permite stabilirea valorii raportului dintre cele două rezilienţe la :

$$f_1 = 2{,}56 = \frac{K_M}{K_m} \qquad (12)$$

sau

$$f_1 = 2{,}5 = \frac{K_M}{K_m} . \qquad (12')$$

Valoarea obţinută pentru f_1 se încadrează între limitele găsite de V. Komarek [6], de $f = 2...3{,}2$.

La toate oţelurile, raportul corespunde practic valorii stabilite, exceptînd oţelul aliat 13CN25 la care s-a găsit $f_1 = 7$. De altfel, la acest oţel s-a constatat şi în cadrul studiului menţionat [7] o comportare diferită faţă de celelalte oţeluri examinate.

Pentru a găsi o corelaţie între rezilienţele determinate la epruvete ISO şi la microepruvete, s-a folosit valoarea $f = 0{,}7 = \frac{K_I}{K_M}$ — stabilită de M. Raţiu şi R. Slătineanu — cu care se obţine $f_2 = 0{,}7.2{,}5 = 1{,}75 = \frac{K_I}{K_m}$ [7].

În figura 6 sînt redate variaţiile valorilor rezilienţelor medii determinate pe epruvete normale — Mesnager şi ISO — în funcţie de rezilienţa determinată experimental pe microepruvete, şi anume :

— linia *a* reprezintă corelaţia, conform relaţiei $K_M = 2{,}56\ K_m$ din figura 4, dintre rezultatele experimentale din studiul [7] sus-amintit — valori trecute pe abscisă — şi cele obţinute la încercarea microepruvetelor, trecute în ordonată ;

— linia *b* reprezintă pe abscisă valorile rezilienţelor pe epruvete Mesnager — K'_M — ce se obţin din valorile experimentale pe microepruvete — K_m — prin înmulţirea cu coeficientul

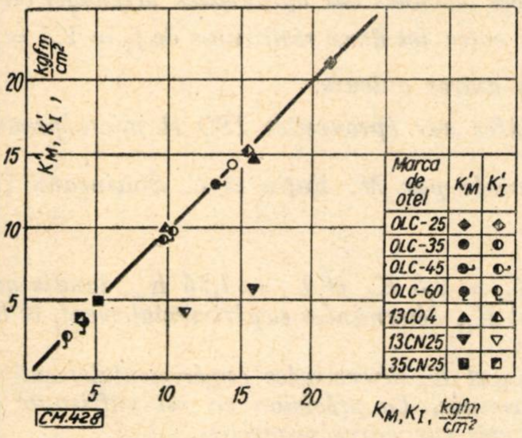


Fig. 7. Corespondenţa dintre valorile K_M şi K_I determinate experimental şi cele calculate $K'_M = 2{,}5\ K_m$ şi $K'_I = 1{,}75\ K_m$.

$f_1 = 2{,}5$, adică relaţia $K'_M = f_1\,(K_m)$. Se observă că liniile *a* şi *b* sînt foarte apropiate. Din figura 6 se pot citi valorile K'_M şi K'_I în funcţie de K_m experimental determinat;

— linia *c*, relaţie similară ca şi mai sus, pentru valorile rezilienţelor pe epruvete ISO — K'_I — prin înmulţirea cu coeficientul $f_2 = 1{,}75$, adică relaţia $K'_I = f_2\,(K_m)$.

Pentru a arăta în ce măsură corespund rezilienţele K_M şi K_I experimental determinate cu cele calculate din $K'_M = 2{,}5\ K_m$, respectiv $K'_I = 1{,}75\ K_m$, s-au indicat în figura 7 punctele respective, trecînd în abscisă valorile rezilienţelor K_M şi K_I determinate experimental, iar în ordonate cele calculate din K_m.

Din înscrierea riguroasă a rezultatelor — cu excepţia oţelului aliat marca 13CN25 — pe bisectoarea axelor, se confirmă posibilitatea aplicativă, cu o certitudine suficientă, a coeficienţilor $f_1 = 2{,}5$ şi $f_2 = 1{,}75$, pentru convertirea valorilor de rezilienţă, în cazul utilizării microepruvetelor.

Concluzii

Determinarea rezilienţei pe microepruvete cu dimensiunile de 24 × 4 × 4 mm cu o crestătură de 0,3 mm, încercate la distanţa dintre reazeme de 16 mm, la temperatura de + 20°C, a arătat următoarele corelaţii cu rezilienţele determinate asupra epruvetelor Mesnager şi ISO :

$$K'_M = 2{,}5\ K_m,\ \text{kgfm/cm}^2;$$

$$K'_I = 1{,}75\ K_m,\ \text{kgfm/cm}^2.$$

Microepruvetele au fost tăiate din capetele rupte ale epruvetelor Mesnager folosite la studiul menţionat în lucrare.

Corelaţia dintre valorile K_M şi K_I experimental determinate şi valorile calculate K'_M şi K'_I se consideră de o precizie suficientă pentru nevoile practice, cînd este necesar a se recurge la încercări pe microepruvete.

---

[1] *Thum, A.* şi *Zoege, R.* În : Archiv f. Eisenhüttenwesen, 16, 1943, p. 367—374. [2] *Geiser, E.* şi *Lüpfert, H.* În : Metallwirtschaft, 23, 1941, p. 9—14. [3] *Pomp, A.* şi *Krisch, A.* În : Archiv f. Eisenhüttenwesen 20, 1949, p. 19—25. [4] *Ludwig, N.* În : Archiv f. Eisenhüttenwesen 20, 1949, p. 27—29. [5] *Komarek, V.* În : Acta technica, 1958, p. 26—57. [6] *Komarek, V.* În : Freiberger Forschungshefte B, 50, mai 1960, p. 32—51. [7] *Raţiu, M.* şi *Slătineanu, R.* În : Standardizarea **10**, nr. 5, 1958, p. 209—216, nr. 6, p. 273—278 şi nr. 4, 1959, p. 167—173. [8] *Raţiu, M.* şi *Tîrnea, S.* În : Feingerätetechnik **12**, nr. 10, 1963, p. 440—446. [9] *Nitsche, K.* şi *Langer, H.* Werkstoffprüfung von Metallen, vol. **II**. Statistische Auswertungen und Prüfungen. Leipzig, 1963.

CD 620.178.6 :621.791

Contribution à l'étude de la corrélation entre la résilience déterminée sur éprouvettes normales et sur microéprouvettes

EUGEN IOVIŢIU

L'auteur veut déterminer le rapport des résiliences de forme $f_1 = \frac{K_M}{K_m}$ *et* $f_2 = \frac{K_I}{K_m}$, *où* K_M *et* K_I *sont les résiliences déterminées expérimentalement sur éprouvettes Mesnager et ISO, tandis que* K_m *représente la résilience déterminée sur microéprouvettes.*

Les tableaux 1 et 2 et la figure 1 présentent les dimensions des éprouvettes de résilience utilisées par divers auteurs, indiquant celles qui ont été normalisées, tandis que le tableau 3 indique les valeurs comparatives entre les résiliences déterminées sur éprouvettes Mesnager, ISO et DVM.

On a examiné quatre marques d'aciers au carbone — OLC 25, OLC 35, OLC 45 et OLC 60 — et trois marques d'aciers alliés — 13CO4, 13CN25 et 35CN24. Leurs caractéristiques mécaniques et l'analyse chimique respective sont présentées dans le tableau 4.

Les microéprouvettes furent obtenues en sectionnant en quatre les bouts de quelques éprouvettes rompues, de type Mesnager (bibliographie [7] *et* [8]*). Leurs dimensions sont de 4 × 4 × 24 mm, avec une entaille de 0,3 mm largeur, un rayon de 0,15 mm et une profondeur de 1,25 mm. Les essais sur*

microéprouvettes furent exécutés à l'aide d'un marteau Charpy de 1,6 kgf, la distance entre les appuis étant de 16 mm et la température de + 20°C (fig. 2).

Les résultats statistiques [9] des essais sont donnés dans le tableau 5 et dans les diagrammes des figures 3, 4 et 5. Les valeurs expérimentales moyennes s'inscrivent sur une droite dont l'équation est : $y - 5,2 = 0,464\ (x - 3,3)$ *(11) ; x et y sont les résiliences obtenues sur éprouvettes Mesnager* (K_M) *et microéprouvettes* (K_m)*, qui permettent d'établir un rapport entre les deux résiliences de* $f_1 = 2,5 = \frac{K_M}{K_m}$ *(12') ; cette valeur correspond aux données établies par les autres auteurs.*

Le rapport $f_2 = \frac{K_I}{K_m}$ *entre les résiliences déterminées sur éprouvettes ISO et microéprouvettes a été établi en utilisant la valeur* $f = 0,75 = \frac{K_I}{K_M}$*, déterminée par M. Raţiu et R. Slătineanu [7], à l'aide de laquelle on obtient* $f_2 = 1,75 = \frac{K_I}{K_m}$.

La figure 6 présente les valeurs des résiliences $K_M = 2,5\ K_m$ *et* $K_I = 1,75\ K_m$*, tandis que la figure 7 montre la correspondance entre les valeurs* K_M *et* K_I*, déterminées expérimentalement, et* K'_M *et* K'_I *calculées à partir des valeurs expérimentales* K_m.

On a constaté une corrélation entre les valeurs K_M *et* K_I *déterminées expérimentalement et les valeurs calculées* K'_M *et* K'_I *pour six des sept aciers examinés. La précision en est suffisante pour les besoins pratiques, lorsque les essais doivent être exécutés sur microéprouvettes.*

CZ 621.791 :620.178.6 :669-421

Structura şi rezilienţa materialului în zonele învecinate la diferite variante de prelucrare a rosturilor pentru sudare la un profil tip greu

VLADIMIR POPOVICI, MAXIMILIAN BĂLTĂNOIU ŞI SEVER ŞONTEA

La construcţiile sudate solicitate dinamic şi la variaţii de temperaturi în exploatare are o importanţă deosebită gradul de tensionare a materialului datorită transformărilor structurale care se produc o dată cu sudarea. O influenţă apreciabilă asupra acestor transformări o are modul de pregătire a rosturilor în vederea sudării.

Acest articol prezintă date experimentale obţinute la pregătirea rosturilor pentru sudarea traverselor şi consolelor de la un profil greu, cu mai multe regimuri de lucru, în vederea stabilirii soluţiei optime de prelucrare.

Variantele de prelucrare a rosturilor studiate

Regimurile de lucru folosite au fost următoarele :

— *regimul I* : tăierea oxiacetilenică manuală a decupărilor cu teşirea realizată tot oxiacetilenic manual ;

— *regimul II* : tăierea oxiacetilenică a decupărilor cu teşirea marginilor efectuată cu un automat de tăiat oxiacetilenic ;

— *regimul III* : tăierea oxiacetilenică manuală a decupărilor cu teşirea marginilor realizată prin frezare ;

— *regimul IV* : tăierea oxiacetilenică a decupărilor realizată cu un automat de tăiat oxiacetilenic cu teşirea marginilor realizată prin frezare [1].

Cercetarea zonelor învecinate rosturilor înainte de sudare

În lucrarea [1] s-a cercetat influenţa acestor regimuri asupra oţelului ST 37—3, DIN 17100. S-au efectuat decupări, după care s-a studiat modificarea proprietăţilor mecanice pe epruvete prelevate din zona decupărilor.

Încercările de rezilienţă efectuate la temperatura de 20°C şi —35°C au arătat avantajul folosirii regimurilor de lucru III şi IV. La +20°C, regimurile de lucru III şi IV prezintă valori superioare cu circa 8% faţă de regimul I şi II. La — 35°C, diferenţa este evidentă, ajungînd pînă la circa 45%.

De asemenea, duritatea Brinell în zona alăturată decupării indică o influenţă termică mai puternică la regimurile de lucru I şi II faţă de III şi IV.

La regimul IV, duritatea este de 136 kgf/mm^2 faţă de regimul I cu o duritate de circa 153 kgf/mm^2.

Analizele structurale efectuate pe materialul din zona decupării au arătat următoarele :

La regimurile de lucru I şi II, în zonele de decupare s-au constatat structuri îmbogăţite în carbon, deci încălzite peste punctul AC_3.

În zone mai îndepărtate (40 mm) s-au identificat structuri cu modificări parţiale ale granulaţiei faţă de structura iniţială a materialului. Granulaţia feritică a probelor din regimurile I şi II a crescut la 30—50 µm (latura medie a poliedrului de ferită) faţă de 20 µm cît era în starea iniţială.

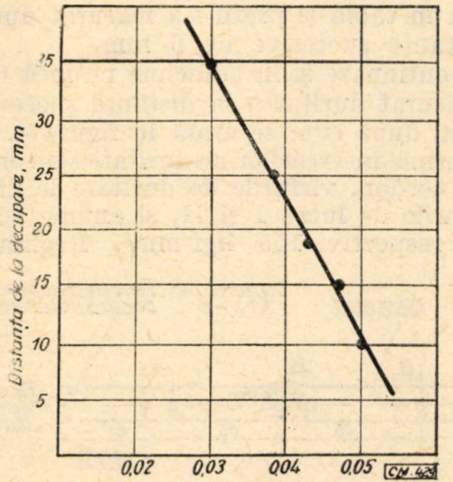


Fig. 1. Latura poliedrului de ferită, la pregătirea rosturilor cu decupare oxiacetilenică automată şi teşirea marginilor prin frezare.

La probele regimurilor de lucru III şi IV, zona cu transformări de fază a fost îndepărtată prin frezare şi, ca atare, nu s-a mai găsit în structură. S-au păstrat zonele cu transformări parţiale, caracterizate printr-o creştere a granulaţiei pînă la 30 µm faţă de 20 µm iniţial (fig. 1).

La probele regimurilor de lucru I şi II a fost măsurată adîncimea zonei îmbogăţite în carbon, cu ajutorul ocularului cu scala 7x de la microscopul metalografic MIM-3. Aceasta a variat între 0,7 şi 1,8 mm.

Cercetarea îmbinării sudate

Pentru a cunoaşte şi influenţa finală a procesului de sudare asupra materialului, experimentările s-au desfăşurat în modul următor:

Un cupon din profilul I 330 × 297 × 10 × × 17 mm s-a decupat în patru zone după regimurile amintite. În mod corespunzător au fost pregătite table groase din OL 38, STAS 500-63, care s-au sudat la cuponul de experimentat.

Tablele folosite au avut un conţinut de carbon de circa 0,16%, siliciu 0,04%, mangan 0,36%, sulf 0,025%, fosfor 0,015%.

Oţelul din cuponul experimentat a avut un conţinut de carbon de 0,15%, siliciu 0,17%, mangan 0,44%, sulf 0,022%, fosfor 0,012%.

Regimul de sudare a fost cel indicat în tabela 1.

Tabela 1

Nr. stratului	Diametrul electrodului, mm	Intensitatea curentului, A	Calitatea electrodului
1	3,25	120	bazic-special
2	4,0	160	acid-Unitherme
3	5,0	180	acid-Unitherme
4	5,0	180	acid-Unitherme
5	4,0	160	acid-Unitherme
6	4,0	160	acid-Unitherme (rădăcină)
7	5,0	280	Ferotherme

După sudare a fost decupată o zonă cu lăţimea de circa 200 mm şi lungimea de circa 600 mm, din care s-au executat epruvete pentru încercări mecanice la tracţiune, duritate, rezilienţă, precum şi pentru analize structurale, după cum se arată în figura 2.

În urma încercărilor de tracţiune efectuate după STAS 5540-57 s-au obţinut rezultatele din tabela 2. S-au folosit epruvete fără prelucrarea supraînălţării cordonului.

În urma încercărilor de rezilienţă executate pe epruvete paralele la cordonul de sudură şi la diferite distanţe faţă de acesta (fig. 3), ca şi din valorile obţinute pe epruvete perpendiculare (tabela 2), rezultă că procesul de sudare a uniformizat sensibil situaţia în cele patru regimuri de lucru, acest lucru fiind demonstrat de situaţia din profilul tip greu, unde, datorită faptului că oţelul este calmat, rezilienţa la — 25°C are variaţii destul de neînsemnate. În cazul oţelului necalmat din tablă se întîlnesc variaţii şi dispersii mai mari pentru valorile de rezilienţă, însă acestea sînt specifice modului de elaborare a oţelului necalmat. Totuşi, judecînd în ansamblu îmbinarea prin sudură a profilului

Tabela 2

Regim de lucru	Epruveta	Rezistenţa la rupere kgf/mm²	Locul unde s-a produs ruperea	Epruveta	Rezilienţa la −25°C, kgfm/cm²
I	1.35	51,6	în sudură	1.31	8,9
	1.36	66,6	în zona de trecere	1.32	9,8
				1.33	12,1
II	2.35	60,5	în sudură	2.31	11,3
	2.36	51,2	în zona de trecere	2.33	8,3
				2.34	6,7
III	3.35	45,6	în zona de trecere	3.32	8,4
	3.36	56,4	în zona de trecere	3.33	10,6
				3.34	7,4
IV	4.35	52,6	în sudură	4.31	6,8
	4.36	56	în sudură	4.32	8,5

cu tabla, în cazul celor patru regimuri de lucru alese, se poate aprecia că regimul de lucru IV dă valori destul de uniforme pentru rezilienţă,

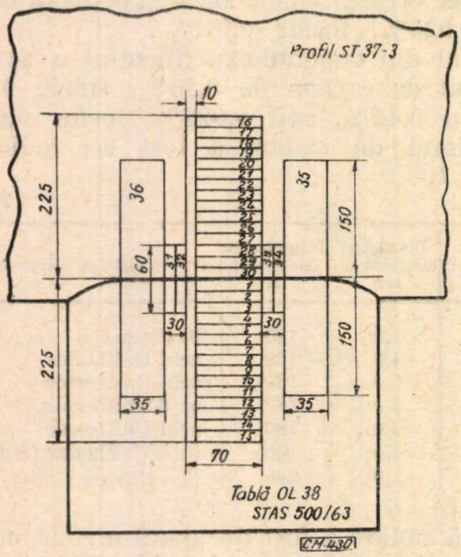


Fig. 2 Modul de prelevare a epruvetelor din probele sudate:

1 – 15 – epruvete de rezilienţă pe tru traversa din OL 38, paralele la cordonul de sudură; 16 – 30 – epruvete de rezilienţă pentru profilul din ST 37-3, paralele la cordonul de sudură; 35 – 36 – epruvete de tracţiune; 37 – epruveta pentru analiza structurală şi pentru determinarea durităţii.

atît pentu profil, cît şi pentru consolă. De asemenea, valorile de rezilienţă mai mici de 3 – 3,5 kgfm/cm², în cazul tablei din oţel necalmat, la

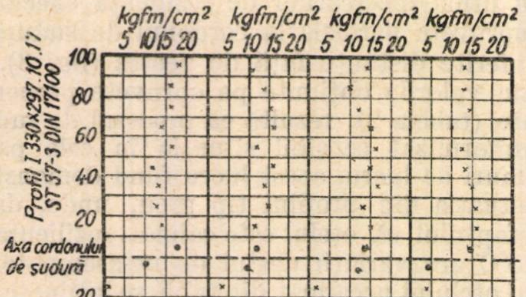


Fig. 3. Variaţia rezilienţei în îmbinarea sudată din tablă OL 38 şi profil din ST 37 – 3 la – 25° C, pentru cele patru regimuri de pregătire a rosturilor de sudare (epruvete 1 – 34 din fig. 2)

regimul de lucru IV, sînt cele mai puţin numeroase, în comparaţie cu celelalte regimuri de lucru.

Pe epruveta 37 (fig. 2) a fost determinată duritatea şi s-au executat analizele structurale.

Duritatea s-a determinat după metoda Brinell, la aparatul Dia Testor 2 RC, lucrînd cu sarcina de 187,5 kgf şi bila de 2,5 mm diametru.

Într-o zonă de 65 mm distanţată faţă de cordon în tablă şi profil s-a măsurat duritatea la distanţe succesive de 6 mm.

În continuare şi în adîncime pe încă 65 mm s-a măsurat duritatea la distanţe succesive de 15 mm, după cum se arată în figura 4.

În urma încercărilor de duritate s-a constatat că, în cordon, vîrfurile de duritate le prezintă regimurile de lucru I şi II, şi anume 160 kgf/mm², respectiv 155 kgf/mm². Regimul III

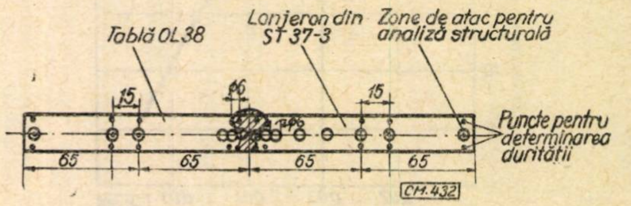

Tablă OL38
Lonjeron din ST 37-3
Zone de atac pentru analiză structurală
15
6
15
65
65
65
65
Puncte pentru determinarea durităţii
CM-432

Fig. 4. Punctele de măsurare pentru determinarea durităţii şi zonele de atac pentru analiza structurală pe epruveta 37 (fig. 2).

prezintă în cordon 152 kgf/mm², iar regimul IV, 150 kgf/mm².

Egalizarea durităţii în adîncime faţă de axa cordonului se realizează diferit la cele patru regimuri. Regimurile de lucru I şi II prezintă adîncimile cele mai avansate.

Figura 5 reprezintă variaţia durităţii în profil şi consolă faţă de axa cordonului, pînă la o valoare constantă.

În profil, duritatea este constantă la adîncimea de 90 mm pentru regimul de lucru I, 75 mm pentru regimul de lucru II, 59 mm pentru regimul de lucru III şi 55 mm pentru regimul de lucru IV. În table, egalizarea se produce la adîncimi mai mici.

Pe epruveta din figura 4 a fost efectuată şi analiza structurală de-a lungul secţiunii longitudinale a acesteia. După pregătirea suprafeţei conform STAS 4203-63, aceasta a fost atacată

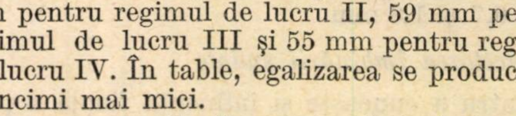


Fig. 5. Variaţia durităţii în profil şi placă faţă de axa cordonului pînă la o valoare constantă.

electrolitic cu o soluţie de acid azotic concentrat. Punctele de atac au o formă rotundă de 6 mm diametru, după cum se arată în figura 4. Pînă la o distanţă de 18 mm faţă de axa cordonului s-au executat atacuri succesive, după aceea s-au distanțat din 15 în 15 mm. S-a urmărit cunoașterea structurii din zona influențată termic și granulația feritică a probelor [2]. Ca o observație generală s-a constatat că, la analiza structurală a probelor din regimurile I și II, nu s-au mai identificat structuri îmbogățite în carbon cu perlită aglomerată în formă de frunză. S-au observat două zone : o zonă cu granulație feritică foarte fină, așa-zisă de normalizare, și o zonă cu transformări parțiale, în care granulația feritică a crescut față de starea inițială a materialului, cu perlita redistribuită neordonat la marginea poliedrilor de ferită.

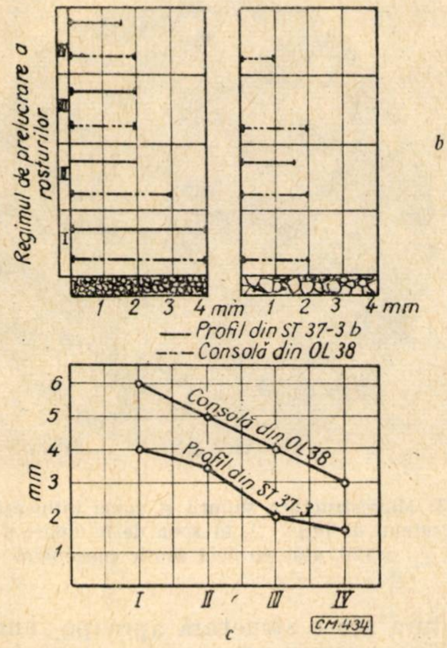


Fig. 6. Adîncimea zonelor cu transformări de structură la cele patru regimuri de pregătire a rosturilor :

a – zona normalizată a transformărilor ; *b* – zona cu transformări parțiale ; *c* – adîncimea totală a zonelor influențate termic.

În figura 6 se prezintă rezultatele măsurărilor zonelor cu transformări structurale. După cum se observă, zona normalizată caracterizează mai ales transformările în structura profilului, în timp ce la tablă există și transformări parțiale.

De asemenea se observă diferențierea adîncimii totale a zonei între regimuri.

Structura inițială a oțelului ST 37—3 este redată în figura 7. Se observă o structură ferito-perlitică, la care mărimea grăuntelui feritic este de aproximativ 20 μm.

În zonele cu transformări parțiale, oțelul ST 37—3 prezintă o ușoară creștere a granulației, precum și redistribuția perlitei la marginea poliedrilor, după cum se observă în figura 8.

Structura inițială a oțelului OL 38 este redată în figura 9.

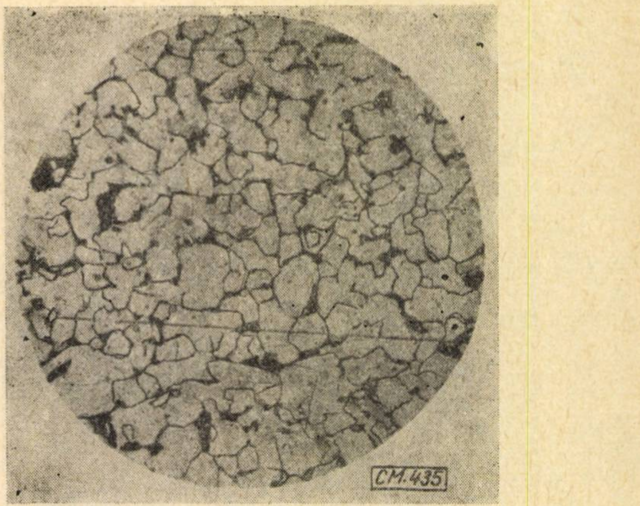


Fig. 7. Microstructura oțelului ST 37—3 din profil în stare inițială, × 120, atac electrolitic cu acid azotic concentrat.

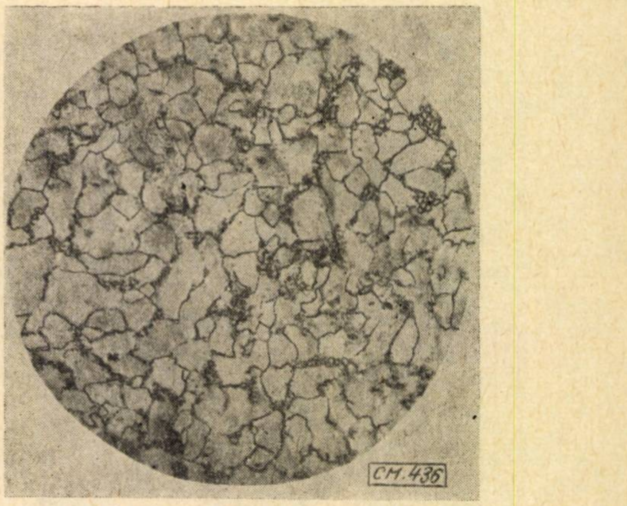


Fig. 8. Microstructura materialului din profil ST 37—3 într-o zonă cu transformări parțiale, la regimul de lucru II, × 120, atac electrolitic cu acid azotic concentrat.

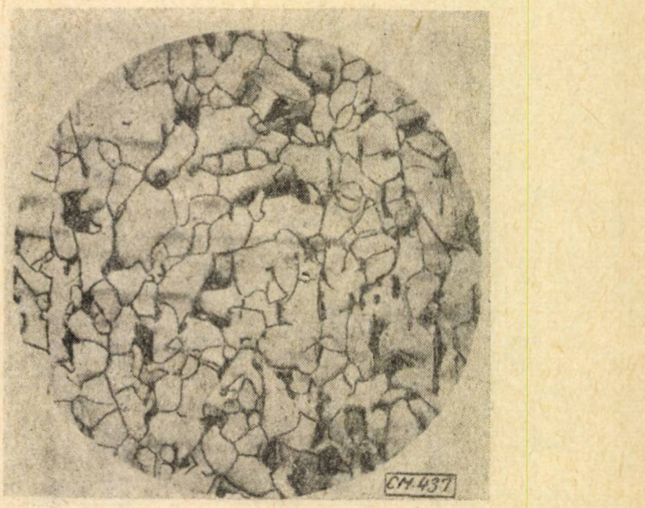


Fig. 9. Microstructura oțelului din tablă OL 38 în stare inițială, × 120, atac electrolitic cu acid azotic concentrat.

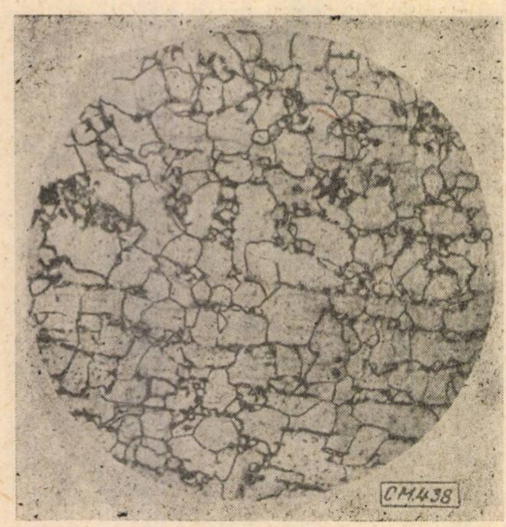


Fig. 10. Microstructura tablei din OL 38 sudată după regimul de lucru I, într-o zonă parţial transformată, × 120, atac electrolitic cu acid azotic concentrat.

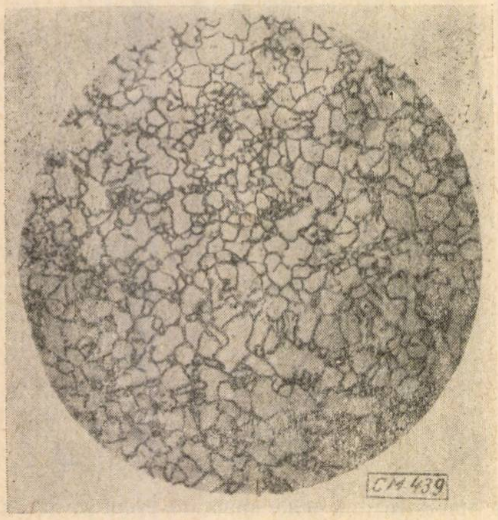


Fig. 11. Microstructura materialului din tablă OL 38 într-o zonă aproape transformată, sudată după regimul de lucru IV, ×120, atac electrolitic cu acid azotic concentrat.

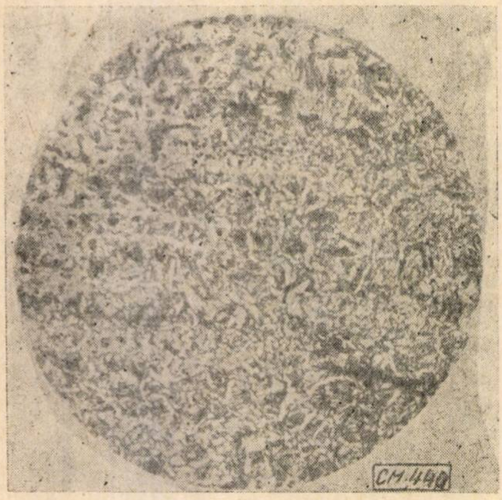


Fig. 12. Microstructura sudurii şi zonei influenţate termic la tabla OL 38, regim de lucru I, × 120.

Transformările în tablă se produc în mod asemănător ca la oţelul ST 37—3, aşa cum se observă în figurile 10 şi 11.

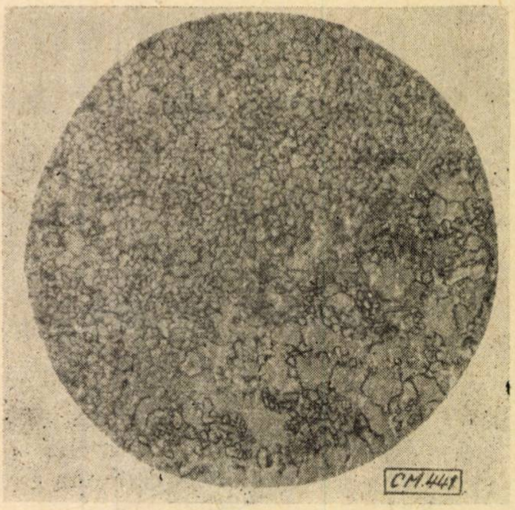


Fig. 13. Microstructura sudurii şi zonei influenţate termic, după regimul de lucru II, în zona de îmbinare a profilului, ×120, atac cu acid azotic concentrat.

Sudura are o structură aproape numai feritică, cu granulaţie fină mai omogenă la oţelul ST 37—3, în comparaţie cu OL 38, după cum se vede în figurile 12, 13 şi 14.

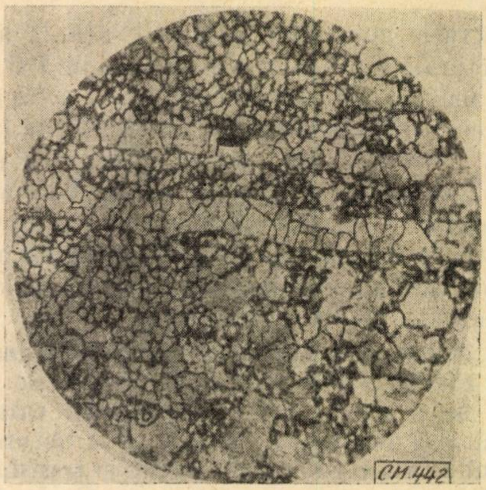


Fig. 14. Microstructura sudurii şi zonei influenţate termic, după regimul de lucru II, în zona de îmbinare a tablei, ×120, atac cu acid azotic concentrat.

Concluzii

Din cele de mai sus rezultă următoarele:

a) prelucrarea mecanică a rosturilor elimină zona de material cu modificări structurale înainte de sudare, iar după sudare se observă o restrîngere a acesteia în comparaţie cu prelucrările prin flacără oxiacetilenică;

b) micşorarea zonei influenţate termic asigură proprietăţi mecanice mai bune pentru îmbinarea sudată, nesupusă unui tratament termic ulterior de detensionare, ceea ce confirmă rezultatele unor experimentări similare realizate cu alte materiale [3];

c) procesul de sudare influenţează favorabil, echilibrînd structura zonelor apropiate rosturilor de sudare prelucrate oxiacetilenic;

d) pentru obţinerea unor valori mai favorabile în ce priveşte rezilienţa la temperaturi scăzute se va evita prelucrarea oxiacetilenică a rosturilor, mai ales în cazul folosirii oţelurilor necalmate.

[1] *Popovici, V.* şi *Kalleder, A.* Studiul soluţiei optime pentru pregătirea mecanizată a rosturilor de sudare de la lonjeroanele locomotivelor Diesel electrice fabricate în R.P.R.

[2] *Sălăgean, T.* Fenomene fizice şi metalurgice la sudarea cu arcul electric a oţelurilor. Bucureşti, Ed. Academiei R.P.R., 1963.

[3] *Chachkov, A.N.* Influence de l'oxycoupage sur le métal des bords de la section. I.I.S. Comité national de soudure de l'U.R.S.S., 1964.

CD 621.791 :620.178.6 : 669 – 421

La structure et la résilience du matériau dans les zones marginales pour plusieurs variantes d'usinage des joints de soudage pour les gros profilés

VLADIMIR POPOVICI, MAXIMILIAN BĂLTĂNOIU ET SEVER ŞONTEA

On examine les meilleurs procédés technologiques qui puissent assurer une bonne préparation des joints des laminés en vue du soudage. Dans ce but, on a appliqué quatre régimes de travail et l'on a établi leur influence sur le matériau préparé pour essais mécaniques et analyses de la structure.

Les régimes de travail où l'on a fait usage de la flamme oxyacétylénique pour le découpage aussi bien que pour le chanfrein des joints ont provoqué des modifications de la structure jusqu'à une profondeur de 2 mm, ce qui a eu une influence défavorable sur les propriétés mécaniques. Les régimes où le chanfrein des joints a été exécuté par enlèvement de copeaux (fraisage) n'ont présenté que des modifications de structure de la granulation (fig. 1). Après soudage, les différences se maintiennent et l'on observe aussi des zones de transformation lorsque l'on a appliqué des régimes qui impliquent l'enlèvement des copeaux (fig. 6).

En fonction des transformations de la structure, on a constaté des différences de comportement en ce qui concerne la rèsilience aux températures basses (fig. 3); les points de dispersion ont été moindres quand on n'a pas exécuté le chanfrein par flamme.

CZ 621.791.019 :620.179.16 :621.311

Criterii de admisibilitate a defectelor de sudură pe baza controlului cu ultrasunete la instalațiile centralelor electrice

ALEXANDRU FORJE, DUMITRU LUCINESCU și GRIGORE IORGULESCU

În lucrarea de față vor fi prezentate rezultatele unei vaste experiențe căpătată la I.M.C.E. în controlul nedistructiv cu ultrasunete și gamagrafiere, pentru verificarea îmbinărilor sudate la conducte cu grosimi de perete de peste 12 mm, din instalațiile centralelor termoelectrice (tabela 1).

Tabela 1

Parametri funcționali	Material	% controlat	Numărul sudurilor controlate	Suduri cu defecte	
				reparate	tăiate
140 ata 570°C	Cr Mo V 12 X M	100	2 040	35	61
38 ata 570° C	Cr Mo V 12 X M	100	3 095	31	58
160 ata 230°C	St 20	100	865	7	19

Controlul ultrasonic s-a executat în proporție de 100% la conductele de abur cu parametri ridicați (540—570°C și 140 ata) și în proporție de 20% pentru restul conductelor de oțel carbon.

În vederea stabilirii criteriilor de admisibilitate a defectelor, puse în evidență prin controlul ultrasonic, la circa 6 000 de controale s-au efectuat un număr de aproximativ 2 000 de gamagrafieri, confirmîndu-se întrutotul rezultatele defectoscopice obținute prin ultrasunete.

S-au folosit defectoscoape cu ultrasunete în regim de impulsuri prin metoda ecoului, de tipul: UZD—7 N_1, UDM—1M și RFT—9024.

Defectoscopul UDM — 1M a fost folosit în măsură mai mare, datorită puterii de rezoluție mărite, dotării cu lupă electronică, cum și posibilității de determinare directă a coordonatelor D_x și D_y ale defectelor.

În tabela 2 sînt date caracteristicile tehnice ale defectoscoapelor folosite.

Tabela 2

Tipul aparatului	Puterea rezolutivă, mm	Capete de palpare unghiulare folosite.	Capete de palpare drepte folosite, MHz	Elementul piezoelectric	Frecvențe de lucru, MHz
UZD—7N_1	0,1	40°—1,8 MHz	2,5	titanat de bariu	1,8; 2,5
UDM—1M	0,05	40°—1,8 MHz	2,5	titanat de bariu	0,8; 1,8; 2,5; 5
UID—04	0,3	—	2,0	titanat de bariu	0,5; 1; 2,5; 5
RFT—9024	0,05	70°—2 MHz	2,0	cuarț și titanat de bariu	0,5; 1; 2; 4; 6

S-au utilizat, în special, undele transversale, cele longitudinale fiind folosite pentru supracontrol și verificare, cît și la controlul capacelor colectoarelor (blinduri). Utilizarea mai restrînsă a undelor longitudinale a fost determinată de faptul că propagarea lor prin cordonul de sudură, datorită anizotropiei proprietăților elastice ale cristalelor metalului, poate duce la apariția reverberației structurale, fenomen mult diminuat la undele transversale.

Din această cauză, controlul ultrasonic trebuie să se execute după terminarea tratamentului termic stabilit prin tehnologia de sudură.

Unghiul critic optim pentru palpatoarele defectoscoapelor UZD—7N_1 și UDM—1M a fost de 40° la frecvența de 1,8 MHz, iar pentru defectoscopul RFT—9024 s-au folosit palpatoare de 70°, la frecvența de 2 MHz.

S-au determinat unghiurile reale de refracție și s-a verificat punctul de incidență a undelor ultrasonore, pentru fiecare palpator folosit.

Defectoscopul RFT—9024 a fost reglat pentru domeniul de grosimi pînă la 250 mm, la sensibilitatea 4, utilizîndu-se un bloc etalon confecționat conform recomandărilor Institutului internațional de sudură.

Pentru defectoscoapele UDM—1M și UZD—7N_1 s-au făcut următoarele reglaje și etalonări:

a) Reglarea vitezei de desfășurare cu ajutorul unei epruvete etalon (fig. 1), confecționată din același material și cu aceeași grosime ca ale conductei a cărei îmbinare sudată a fost supusă controlului.

Reflexia a II-a a fost obținută prin reflectare la colțul superior al epruvetei, iar reflexia a III-a, de la colțul inferior. Ordinul reflexiei s-a determinat prin palparea colțurilor cu degetul muiat în ulei.

Majoritatea controalelor cu ultrasunete au fost executate la îmbinări sudate cu inel suport. Acesta reflectă undele ultrasonice, dînd pe ecran un impuls de pseudodefect care, prins pe reflexia I în partea stîngă a ecranului și pe reflexia a III-a în extremitatea dreaptă, dă certitudinea baleierii întregului cordon de sudură, suplinind astfel rigleta de pas (fig. 2).

b) Acordarea sensibilităţii s-a executat cu ajutorul unor epruvete etalon cu defecte artificiale formate din găuri cu diametrul de 2 şi 3 mm

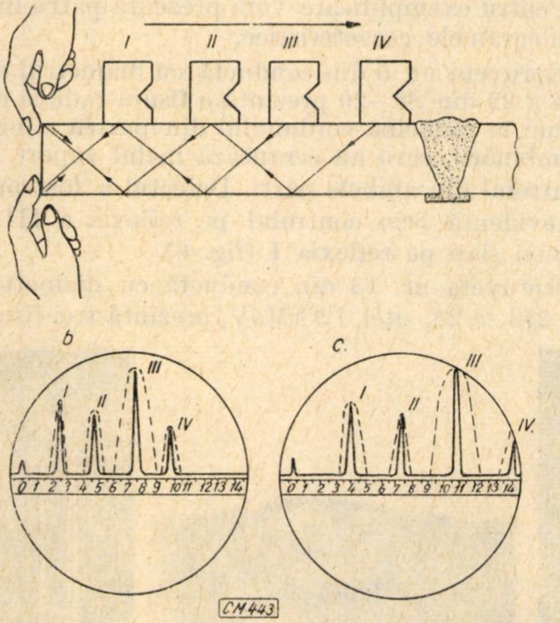


Fig. 1. Acordarea vitezei de desfăşurare cu ajutorul epruvetei etalon.

şi adîncimea de 10 mm, amplasate la baza şi la partea superioară a sudurii. Mărimea impulsului reflectat de inelul suport a constituit un element orientativ pentru stabilirea sensibilităţii aparatului, cum şi pentru determinarea dimensiunilor defectelor detectate (fig. 3), prin compararea înălţimii impulsului defectului cu impulsul dat de inelul suport a cărui grosime este de 3 mm.

c) Stabilirea poziţiei defectelor s-a efectuat atît prin calcul, folosind formulele (1) şi (2), cît şi prin citire directă a coordonatelor

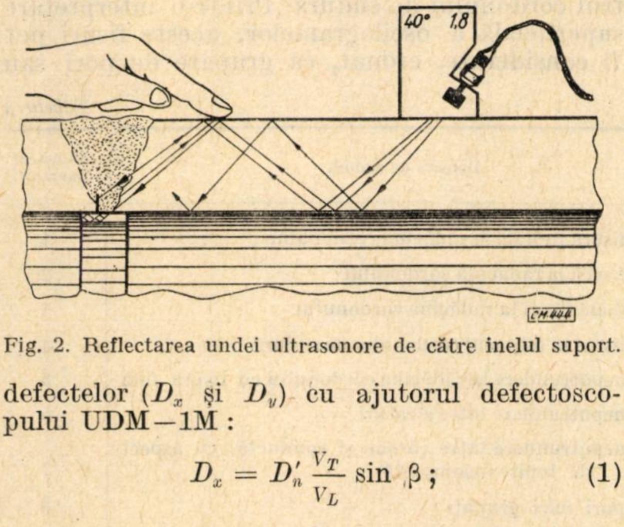


Fig. 2. Reflectarea undei ultrasonore de către inelul suport.

defectelor (D_x şi D_y) cu ajutorul defectoscopului UDM—1M :

$$D_x = D'_n \frac{V_T}{V_L} \sin \beta ; \qquad (1)$$

$$D_y = D'_n \frac{V_T}{V_L} \cos \beta, \qquad (2)$$

în care :

D_x este distanţa pe generatoarea conductei, de la punctul de penetraţie a ultrasunetelor pînă la defect ;

D_y — adîncimea defectului în cordonul de sudură, măsurată de la suprafaţa conductei ;

D'_n — diferenţa dintre distanţa D_n de la dispozitivul de măsurat adîncimea pînă la defect, şi ΔD_n grosimea prismei :

$$D'_n = D_n - \Delta D_n ;$$

$$\Delta D_n = \frac{V_T}{V'_L} r ;$$

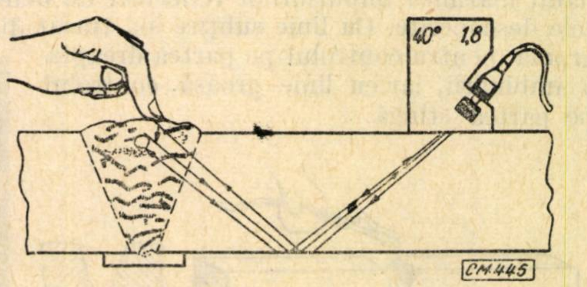


Fig. 3. Reglarea sensibilităţii cu ajutorul epruvetei etalon.

V_T şi V_L — vitezele de propagare a undelor transversale, respectiv longitudinale în materialul piesei ;

V'_L — viteza de propagare a undelor longitudinale în sticla organică ;

r — distanţa de la elementul piezoelectric pînă la punctul de incidenţă a ultrasunetelor ;

β — unghiul de refracţie.

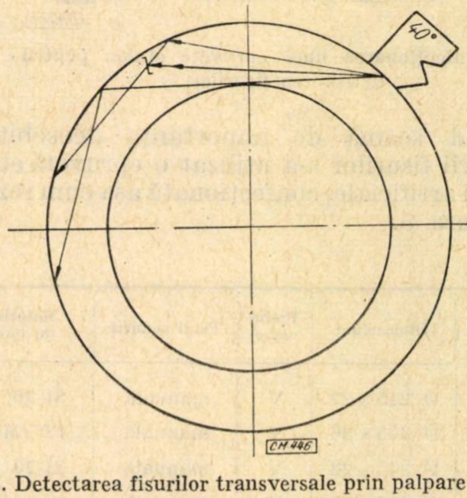


Fig. 4. Detectarea fisurilor transversale prin palpare direct pe cordonul de sudură.

d) Pentru descoperirea fisurilor transversale s-a executat palparea pe cordonul de sudură cu palpatoare unghiulare. La apariţia unui impuls de defect se plasează palpatorul în poziţie simetrică pe cordon şi se deplasează pînă la reapariţia pe ecran a impulsului de defect, determinîndu-se apoi grafic poziţia defectului (fig. 4).

La efectuarea controalelor la sudurile conductelor de abur cu parametri ridicaţi s-a ţinut seamă de rezultatele obţinute prin palparea din ambele părţi ale cordonului de sudură, de condiţiile de umiditate relativă şi de temperatura mediului ambiant (—5°C la + 30°C).

În urma controlului ultrasonic s-a prelucrat un număr mare de epruvete din sudurile rebutate, pentru care s-au fotografiat oscilogramele respective din ambele părţi, s-au făcut secţiuni prin locurile cu defecte, şi macro- şi microfotografii metalografice.

Pentru fiecare epruvetă s-a trasat, în plus, o diagramă în care pe abscisă s-a trecut distanţa de la mijlocul cordonului de sudură, iar pe ordonată, mărimea impulsurilor reflectate de defectele descoperite. Cu linie subţire s-a trasat diagrama pentru controlul pe partea dreaptă a îmbinării, iar cu linie groasă, controlul pe partea stîngă.

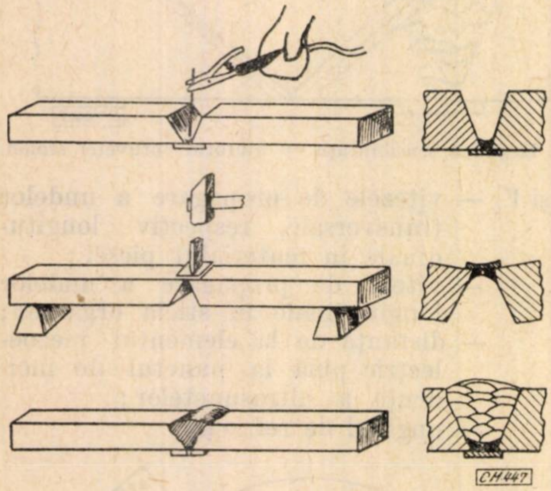


Fig. 5. Confecţionarea unei epruvete etalon pentru detectarea fisurilor.

Ţinînd seamă de importanţa deosebită a detectării fisurilor s-a utilizat o epruvetă etalon cu fisuri artificiale, confecţionată aşa cum rezultă din figura 5.

Prin analizarea amănunţită a rezultatelor obţinute s-au putut alege 10 epruvete ale căror oscilograme pot fi considerate caracterstice pentru definirea criteriilor de admisibilitate (tabela 3).

Pentru exemplificare vom prezenta patru din oscilogramele caracteristice.

Epruveta nr. 5 din conductă cu diametrul de 245 × 22 din St—20 prezintă o fisură radială de 2 mm la rădăcina cordonului din partea stîngă a îmbinării, care nu ecranează inelul suport la controlul din ambele părţi. Defectul a fost pus în evidenţă prin controlul pe reflexia a III-a şi mai slab pe reflexia I (fig. 6).

Epruveta nr. 13 din conductă cu diametrul de 273 × 28, oţel 12CrMoV, prezintă trei fisuri radiale de aproximativ 5 mm, plasate spre centrul cordonului de sudură. Printr-o interpretare superficială a oscilogramelor, aceste fisuri pot fi considerate, eronat, ca grupare de pori sau

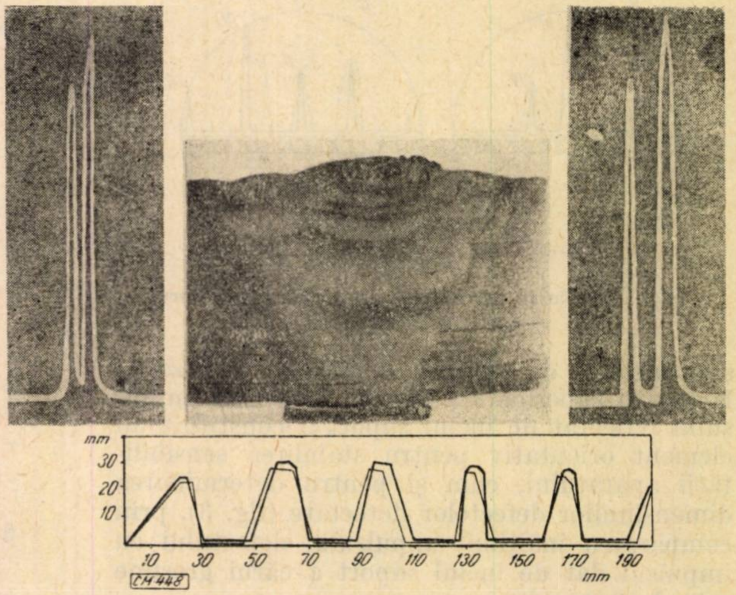


Fig. 6. Aspectul macroscopic, oscilogramele şi diagrama, caracteristice defectului prezentat de epruveta nr. 5.

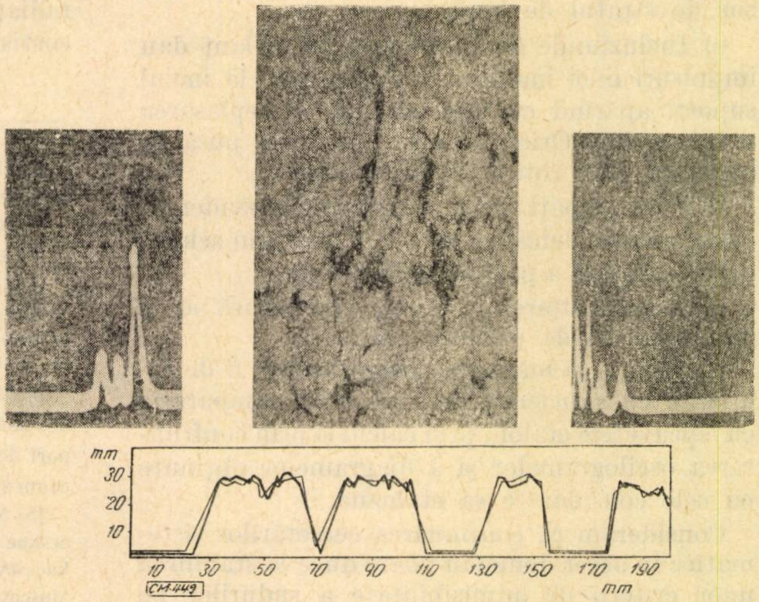
Tabela 3

Numărul epruvetei	Dimensiuni	Prelucrare	Felul sudurii	Material de bază	Defecte de sudură	Numărul diagramei
5	Ø 245×22	V	manuală	St-20	— fisură radială la rădăcina cordonului	1
3	Ø 325×36	V	manuală	12CrMoV	— fisură la rădăcina cordonului	2
6	Ø 245×22	V	manuală	St-20	— două fisuri la rădăcina cordonului	3
13	Ø 273×28	V	manuală	12CrMoV	— fisuri în mijlocul cordonului de sudură	4
2	Ø 133×12	V	manuală	10HSND	— nepătrundere la rădăcina cordonului cu fisură fină	5
49	Ø 377×25	V	manuală	12CrMoV	— nepătrundere între straturi	6
50	Ø 325×36	V	manuală	12CrMoV	— nepătrundere între cordon şi conductă, cu aspect de topire incompletă	7
61	Ø 133×12	V	manuală	15.110.9	— pori mici grupaţi	8
43	Ø 133×12	V	manuală	12CrMoV	— pori cu fisură radială	9
7	Ø 245×22	V	manuală	St-20	— arsură de inel	10

incluziune de zgură. Defectele au fost detectate pe reflexia a II-a şi a III-a (fig. 7).

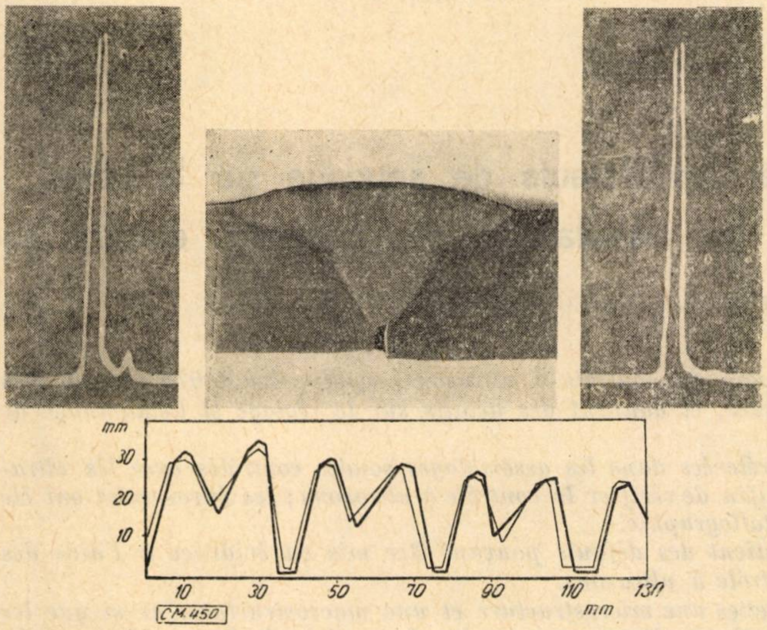
Epruveta nr. 2 din conductă cu diametrul de 133×12, oţel 10 HSND, prezintă o nepătrundere la rădăcina cordonului, cu tendinţă de fisurare, pusă în evidenţă prin control pe reflexia a II-a, datorită lipsei inelului suport (fig. 8).

Epruveta nr. 61 din conductă cu diametrul de 133 × 12, oţel 12 Cr MoV, prezintă pori mici grupaţi. Plasarea unui asemenea defect spre rădăcina cordonului determină prinderea lui pe oscilogramă pe relexia a III-a, cu apariţia impulsului de la inelul suport, în timp ce plasarea defectului în partea superioară a cordonului determină detectarea lui pe reflexia a II-a (fig. 9).



→

Fig. 7. Aspectul microscopic, oscilogramele şi diagrama, caracteristice defectului prezentat de epruveta nr. 13.



←

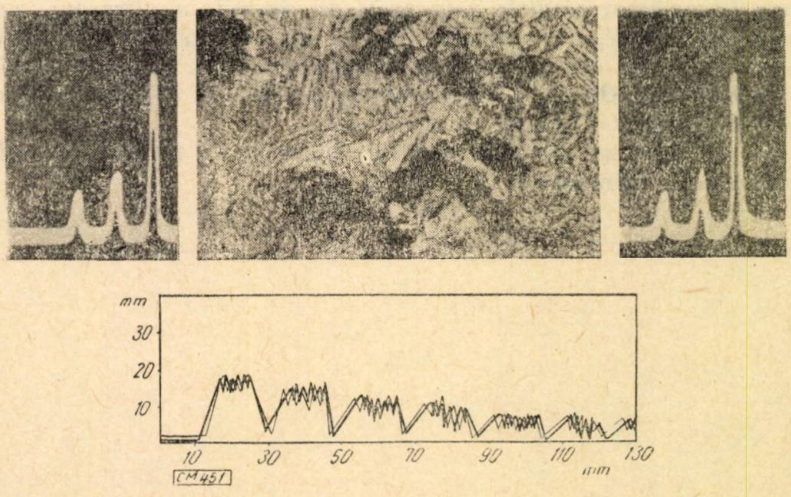
Fig. 8. Aspectul macroscopic, oscilogramele şi diagrama, caracteristice defectului prezentat de epruveta nr. 2.

Concluzii. Pentru stabilirea criteriilor de admisibilitate a defectelor de sudură pe baza controlului cu ultrasunete se recomandă să se ţină seamă de următoarele :

a) Reflexia I baleiază baza cordonului de sudură, reflexia a II-a asigură controlul părţii superioare, în timp ce reflexia a III-a asigură controlul bazei cordonului cu o mai puternică amplificare a impulsurilor faţă de reflexia I.

b) Fisurile ecranează inelul suport, în special cînd sînt plasate spre marginile sudurii. Cele ce pleacă din nepătrundere nu sînt detectate, fiind pusă în evidenţă numai nepătrunderea, iar cele de dimensiuni mici, situate spre mijlocul cordonului, apar ca porozităţi sau incluziuni de zgură. În general, fisurile determină pe oscilogramă impulsuri cu amplitudine mare.

c) Nepătrunderile ecranează uneori inelul suport şi determină pe oscilogramă impulsuri cu amplitudine mare. Determinarea orientării se obţine prin rotirea palpatorului.



→

Fig. 9. Aspectul microscopic, oscilogramele şi diagrama, caracteristice defectului prezentat de epruveta nr. 61.

d) Nefuziunea metalului depus (lipsa de topire) apare ca o fisură, atunci cînd este mai sus de stratul de bază.

e) Incluziunile de zgură şi gaze în lanţ dau impulsuri mici înaintea impulsului de la inelul suport, apărînd cu intermitenţă la deplasarea palpatorului. Orientarea lor poate fi pusă în evidenţă prin rotirea palpatorului.

f) Porii grupaţi sînt mai greu puşi în evidenţă, obţinîndu-se identificarea lor numai prin schimbarea repetată a poziţiei palpatorului.

g) Supraînălţarea cordonului de sudură poate da impulsuri de pseudodefect.

h) Poziţia şi mărimea defectelor pot fi determinate cu suficientă precizie, prin comparaţie cu epruvetele etalon, prin calcul şi prin confruntarea oscilogramelor şi a diagramelor obţinute cu cele considerate ca etaloane.

Considerăm că continuarea cercetărilor sistematice în acest domeniu poate duce la stabilirea unor criterii de admisibilitate a sudurilor pe baza controlului cu ultrasunete, care să permită renunţarea la un volum mare de controale cu radiaţii X sau γ, mult mai greoaie şi mai costisitoare.

[1] *Nazarov, St.* Defectoscopia nedistructivă a materialelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1964 (trad. din l. rusă).

[2] *Ghersgol, D.A.* şi *Fridman, V.M.* Aparate cu ultrasunete. Bucureşti, Editura tehnică, 1962 (trad. din l. rusă).

[3] *Bobin, E.J.* Ultrasonic Wald Inspection at Work in Industry has resulted in the development of efficient and reliable quality. In : Control techniques, Welding Journal **39**, nr. 1, 1960.

[4] *Evrard, M.* şi *Dubresson, J.* Le contrôle par ultrasons des soudures circulaires des canalisations destinées au transport des hydrocarbures liquéfiées. In : Soudage et techniques connexes, vol **15**, nr. 11/12, 1961.

[5] Ministerstvo Stroitelstva Elektrostanţii S.S.S.R. Tehniceskoe upravlenie. Instrukţia po ultrazonkovomu kontroliu kacestva svarnîk stîkov truboprovodov elektrostanţii. Moscova, Orgenergostroi, 1959.

CD 621.791.019 :620.179.16 :621.311

Critères pour l'admissibilité des défauts de soudage sur la base du contrôle à ultrasons dans les installations des centrales électriques

ALEXANDRU FORJE, DUMITRU LUCINESCU ET GRIGORE IORGULESCU

Les auteurs présentent la technologie du contrôle à ultrasons, appliqué à 6 070 assemblages soudés de conduites pour centrales électriques, et donnent des détails sur le réglage et l'étalonnage de l'appareillage ultrasonique utilisé.

Un grand nombre d'éprouvettes, prélevées dans les assemblages soudés contrôlés avec les ultrasons, ont subi l'examen gammagraphique afin de vérifier le contrôle à ultrasons ; les éprouvettes ont été ensuite usinées pour les épreuves de métallographie.

On a choisi dix éprouvettes qui avaient des défauts pouvant être mis en évidence à l'aide des oscillogrammes caractéristiques pour le contrôle à ultrasons.

On a présenté pour quatre éprouvettes une microstructure et une macrostructure, ainsi que les oscillogrammes résultés à la suite du contrôle à ultrasons, pour les deux côtés de l'assemblage soudé. On a examiné, dans chaque cas, la dynamique des vibrations élastiques dans le matériau contrôlé et l'on a établi deux diagrammes par éprouvette, un pour le côté gauche et l'autre pour le côté droit de l'assemblage. On a fait ressortir l'apparition et la hauteur des signaux de défauts en fonction de la distance jusqu'au cordon de soudure.

Les auteurs précisent les doutes et les erreurs possibles et certains éléments qui définissent le contrôle à ultrasons.

CZ 621.791.7.03:621 314.21

Cercetări asupra comportării dinamice a transformatoarelor de sudură

TRAIAN SĂLĂGEAN, CLARA BOARNĂ şi ALEXANDRU IVANCENCO

Comportarea dinamică a transformatoarelor de sudură a început să fie studiată abia în ultimii ani, datorită noilor materiale de sudare ce au apărut şi la care modul cum se aprinde arcul electric în fiecare semiperioadă are importanţă.

La sudarea cu arcul electric în curent alternativ, curentul de sudare i_s are o pauză Δt imediat după stingerea arcului. Această pauză este determinată de faptul că aprinderea arcului electric se face numai la o anumită valoare a tensiunii. Reducerea pauzei de curent este posibilă deci pe două căi : prin mărirea tensiunii secundare a transformatorului U_2 şi prin mărirea defazajului φ dintre tensiunea secundară U_2 şi tensiunea arcului u_a. În figura 1 se arată variaţia în timp a mărimilor U_2, u_a şi i_s la sudarea cu arcul electric în curent alternativ.

În afară de pauza de curent Δt, pentru comportarea dinamică a transformatoarelor de sudură este important şi modul în care creşte i_s imediat după ce arcul se reaprinde. Evident că este de dorit ca această creştere să fie cît mai rapidă. Creşterea rapidă a lui i_s este determinată atît de viteza cu care se ionizează spaţiul arcului electric, cît şi de configuraţia cîmpului magnetic al transformatorului de sudare.

Din această trecere în revistă a modului cum creşte i_s imediat după reaprinderea arcului electric rezultă că comportarea dinamică a unui transformator de sudură depinde de construcţia sa şi de materialele folosite la sudare.

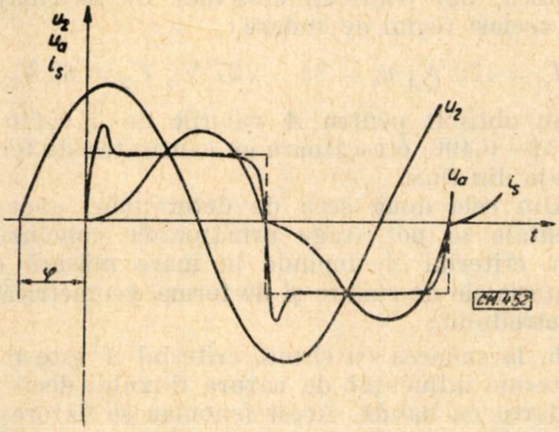


Fig. 1. Tensiunea secundară a transformatorului U_2, tensiunea arcului u_a şi curentul de sudare i_s în funcţie de timp.

Pentru a aprecia comportarea dinamică a unui transformator de sudură, s-au propus două criterii :

a. Prof. A. Carrer (Italia) în doc. IIS/IIW II B—112—63 a elaborat criteriul :

$$P = U_2 \cdot \mathrm{tg}\, \alpha'_{cc}\,, \qquad (1)$$

în care U_2 este valoarea efectivă a tensiunii secundare de mers în gol, iar α'_{cc} este determinat cu ajutorul unghiului α_{cc}, făcut de curent la o încercare de scurtcircuit la trecerea prin zero cu axa timpului (fig. 2), cu relaţia :

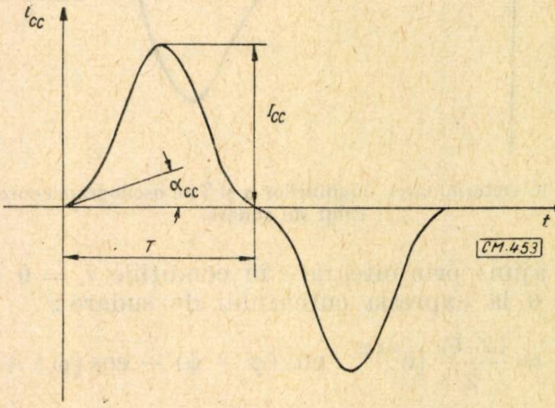


Fig. 2. Curentul de scurtcircuit al transformatorului de sudură în funcţie de timp.

$$\mathrm{tg}\, \alpha'_{cc} = \frac{T}{2\pi I_{cc}} \cdot \mathrm{tg}\, \alpha_{cc}\,. \qquad (2)$$

Aşa dar criteriul P determină comportarea dinamică a unui transformator de sudură independent de procesul de sudare, folosind încercările clasice de mers în gol şi în scurtcircuit.

În urma încercărilor făcute pe mai multe transformatoare de sudură, prof. A. Carrer a stabilit că un transformator de sudură are o comportare dinamică cu atît mai bună cu cît P este mai mare decît 40—50.

b. A. Besson (Elveţia) în doc. IIS/IIW II—245—62 a elaborat criteriul :

$$A = \frac{\mathrm{tg}\beta}{\mathrm{tg}\alpha}, \qquad (3)$$

în care unghiurile α şi β sînt măsurate pe oscilograma curentului de sudare (fig. 3).

Criteriul A determină comportarea dinamică a unui transformator de sudură în procesul de sudare. Cu cît A este mai apropiat de unitate, cu atît transformatorul va avea o comportare dinamică mai bună.

Avînd în vedere că criteriul A depinde atît de construcţia transformatorului de sudură, cît şi de procesul de sudare, s-a impus o analiză teoretică şi experimentală a sa. Astfel plecînd de la ecuaţia diferenţială ce determină pe i_s:

$$L \cdot \frac{\mathrm{d}i_s}{\mathrm{d}t} + R \cdot i_s + u_a = \sqrt{2} \cdot U_2 \cdot \sin(\omega t + \varphi), \tag{4}$$

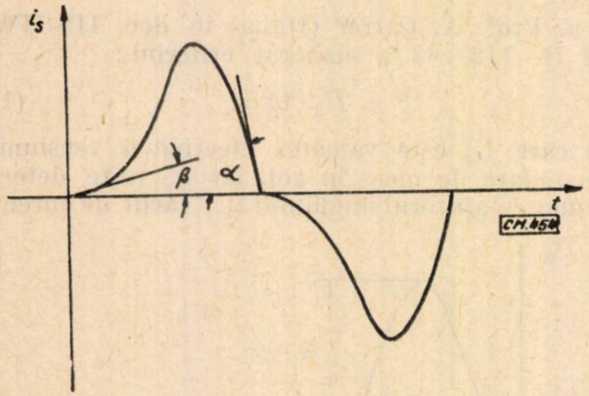


Fig 3. Determinarea unghiurilor α şi β pe oscilograma curentului de sudare.

s-a ajuns prin integrare în condiţiile $i_s = 0$ la $t = 0$ la expresia curentului de sudare:

$$i_s = \frac{\sqrt{2} \cdot U_2}{Z} [\mathrm{e}^{-t/T} \cdot \cos(\varphi + \psi) - \cos(\omega t + \\ + \varphi + \psi)] + \frac{u_a}{R} (\mathrm{e}^{-t/T} - 1), \tag{5}$$

în care:

$$Z = \sqrt{R^2 + (\omega L)^2}; \quad T = \frac{L}{R}; \quad \mathrm{tg}\, \psi = \frac{R}{\omega L}. \tag{6}$$

În expresia curentului de sudare se disting două componente:

$$i_{cc} = -\frac{\sqrt{2}\, U_2}{Z} \cdot \cos(\omega t + \varphi + \psi), \tag{7}$$

care reprezintă curentul de scurtcircuit al transformatorului, şi:

$$i_u = \frac{\sqrt{2} \cdot U_2}{Z} \cdot \mathrm{e}^{-t/T} \cdot \cos(\varphi + \psi) + \frac{u_a}{R} (\mathrm{e}^{-t/T} - 1), \tag{8}$$

care reprezintă curentul nesinusoidal, determinat de condiţii specifice ale arcului electric. Se vede că, în calculul făcut, curentul de scurtcircuit al transformatorului de sudare este sinusoidal.

Avînd expresia curentului de sudare, se pot calcula unghiurile α şi β luînd derivata lui i_s în raport cu timpul în momentul $t = 0$:

$$\left| \frac{\mathrm{d}i_s}{\mathrm{d}t} \right|_{t=0} = \frac{1}{L} (\sqrt{2} \cdot U_2 \cdot \sin \varphi \mp u_a). \tag{9}$$

Rezultă astfel expresia teoretică a criteriului A (doc. IIS/IIW II B—121—64) sub forma:

$$A = \frac{\sqrt{2} . U_2 \cdot \sin \varphi - u_a}{\sqrt{2} . U_2 \cdot \sin \varphi - u_a}. \tag{10}$$

Din această expresie se vede că criteriul A este influenţat atît de construcţia transformatorului de sudură (U_2 şi φ), cît şi de fenomenele din spaţiul arcului electric (u_a). Aşadar se poate întîmpla ca acelaşi transformator de sudură, sudînd cu diverse materiale, să aibă o comportare dinamică diferită.

Această concluzie a fost verificată experimental cu ajutorul unui transformator tip Kjelberg de 70 kVA. S-a sudat automat cu sîrmă din oţel moale de 3,25 mm diametru, în regim de sudare constant:

$$I_s = 500 \text{ A}; \; u_a = 30 \text{ V}; \; U_2 = 62 \text{ V},$$

folosind patru fluxuri diferite. S-au obţinut pentru A valori cuprinse între 0,492 (fluxul II) şi 0,746 (fluxul IV). Reţetele fluxurilor folosite şi valorile lui A pentru fiecare flux sînt arătate în tabela 1.

Tabela 1

Flux	Componentele fluxurilor							A
	SiO_2	MnO	Al_2O_3	$CaCO_3$	K_2O + Na_2O	CaF_2	FeMn	
I	40—45	18—20	—	—	—	—	—	0,624
II	24	—	42	12	—	12	10	0,492
III	13	—	23	7	—	7	50	0,652
IV	35	—	27	12	4	12	10	0,746

O altă serie de încercări s-au făcut cu acelaşi transformator, folosind însă un electrod din oţel moale sub formă de bandă de 30×0,3 mm. S-a sudat cu trei fluxuri avînd aceeaşi reţetă oxidică, dar cantităţi crescînde de feroaliaje, cu acelaşi regim de sudare:

$$I_s = 450 \text{ A}; \; u_a = 35 \ldots 37 \text{ V}; \; U_2 = 62 \text{ V}.$$

S-au obţinut pentru A valorile de: 0,440—0,452—0,496, crescătoare cu cantitatea de feroaliaje din flux.

Din cele două serii de determinări experimentale se pot trage următoarele concluzii:

a. criteriul A depinde în mare măsură de materialele de sudare şi de forma geometrică a electrodului;

b. la sudarea cu sîrmă, criteriul A este mai puternic influenţat de natura fluxului decît la sudarea cu bandă. Acest fenomen se datoreşte condiţiilor mai favorabile de ardere a arcului electric în cazul sîrmei decît în cazul benzii.

În expresia lui A (10) apare şi U_2. Se vede uşor că A creşte o dată cu creşterea lui U_2. Faptul se poate înţelege uşor dacă se ţine seamă că, la valori mari ale lui U_2, tensiunea ajunge mai repede la valoarea necesară pentru aprinderea arcului electric. Această concluzie a fost de asemenea verificată experimental (doc. IIS/IIW, II—320—64). S-a lucrat tot cu transformatorul Kjelberg, cu sîrmă de 3,25 mm diametru, cu acelaşi flux, toate sudurile făcîndu-se cu $I_s = 400$ A şi $U_a = 30$ V. Tensiunea secundară de mers în gol U_2 a variat între 60 şi 75 V. S-au obţinut pentru A valorile arătate în tabela 2, care confirmă concluziile trase.

Tabela 2

U_2, V	60	62	67,5	75
A	0,584	0,624	0,684	0,748

În urma tuturor acestor cercetări autorii au la dispoziţie două criterii pentru aprecierea comportării dinamice : criteriul P, care depinde numai de construcţia transformatorului, şi criteriul A, care depinde şi de factorii caracteristici procesului de sudare. Avînd în vedere că în expresia curentului de sudare i_s intervine, ca o componentă, curentul de scurtcircuit, s-a presupus că între criteriile P şi A trebuie să existe o relaţie.

Această presupunere s-a dovedit întemeiată şi în cele ce urmează se va arăta relaţia dintre criteriile P şi A. În ipoteza că curentul de scurtcircuit este sinusoidal, criteriul P are valoarea :

$$P = U_2, \tag{11}$$

pentru că :

$$\operatorname{tg} \alpha'_{cc} = 1. \tag{12}$$

Aceasta înseamnă că relaţia între A şi P este :

$$A = \frac{\sqrt{2} \cdot P \cdot \sin\varphi - u_a}{\sqrt{2} \cdot P \cdot \sin\varphi + u_a}. \tag{13}$$

Se consideră cazul în care saturaţia miezului magnetic se manifestă prin existenţa unei armonici de ordinul trei în curentul de scurtcircuit :

$$i_{cc} = I_{cc} (\sin \omega t - k \sin 3 \omega t). \tag{14}$$

Se calculează tg α_{cc}, luînd derivata lui i_{cc} în raport cu t pentru $t = 0$.

$$\left|\frac{\mathrm{d}i_{cc}}{\mathrm{d}t}\right|_{t=0} = I_{cc} \cdot \omega (1 - 3k). \tag{15}$$

Aşadar rezultă :

$$P = U_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha'_{cc} = U_2 (1 - 3k), \tag{16}$$

în care k este raportul dintre amplitudinea armonicii a treia şi armonica fundamentală. În concluzie, P în cazul existenţei saturaţiei magnetice are valoarea :

$$P = U_2 (1 - 3k). \tag{17}$$

Se calculează acum A în acelaşi regim. Pentru aceasta se porneşte de la expresia curentului de sudare (5), la care se adaugă armonica a treia $k.\cos(3\omega t + \varphi + \psi)$. Se calculează derivata lui i_s în raport cu t pentru $t=0$ şi se obţine :

$$\left|\frac{\mathrm{d}i_s}{\mathrm{d}t}\right|_{t=0} = \frac{\sqrt{2}\, U_2}{Z} \left[- \frac{\cos(\varphi + \psi)}{T} + \omega \sin(\varphi + \psi) - 3\, \omega\, k \sin(\varphi + \psi) \right] \mp \frac{u_a}{RT} \tag{18}$$

şi, după unele calcule simple, se ajunge la expresia :

$$\left|\frac{\mathrm{d}i_s}{\mathrm{d}t}\right|_{t=0} = \frac{1}{L} \left\{ \sqrt{2}\, U_2 (1 - 3k) \left[\sin(\varphi + \psi) \cos \psi - \frac{\cos(\varphi + \psi) \sin \psi}{1 - 3k} \right] \mp u_a \right\}. \tag{19}$$

La transformatoarele obişnuite de sudare, armonica a treia este în jur de 5% din armonica fundamentală şi deci $1 - 3k$ de la numitorul fracţiei

$$\frac{\cos(\varphi + \psi) \sin \psi}{1 - 3k} \tag{20}$$

poate fi aproximat cu unitatea. În cazul acesta se obţine :

$$\left|\frac{\mathrm{d}i_s}{\mathrm{d}t}\right|_{t=0} = \frac{1}{L} [\sqrt{2}\, U_2 (1 - 3k) \sin \varphi \mp u_a], \tag{21}$$

şi deci expresia lui A, în cazul în care se ţine seamă de saturaţia miezului magnetic, este :

$$A = \frac{\sqrt{2} \cdot U_2 (1 - 3k) \cdot \sin\varphi - u_a}{\sqrt{2} \cdot U_2 (1 - 3k) \cdot \sin\varphi + u_a}. \tag{22}$$

Ţinînd seamă de relaţia (17), rezultă că şi în cazul în care se manifestă saturaţia magnetică a miezului, între A şi P există aceeaşi relaţie ca şi în cazul în care curentul de scurtcircuit este sinusoidal (13).

Dacă se consideră relaţia stabilită între cele două criterii :

$$A = \frac{\sqrt{2} \sin\varphi \cdot P - u_a}{\sqrt{2} \cdot \sin\varphi \cdot P + u_a}, \tag{23}$$

împărţind numărătorul şi numitorul cu u_a şi notînd :

$$\frac{\sqrt{2} \cdot \sin\varphi}{u_a} = m, \tag{24}$$

se obţine :

$$A = \frac{m \cdot \mathrm{P} - 1}{m \cdot \mathrm{P} + 1}. \tag{25}$$

În practică, sin φ poate varia între 0,2 şi 1, iar u_a, între 10 şi 50. Aceasta înseamnă că m poate varia între circa 0,005 şi 0,1. La transformatoarele de sudare corespunzătoare, P variază între 50 şi 100. Reprezentînd grafic relaţia (25) se obţin cele arătate în figura 4. Pe baza relaţiei (25) sau a graficului din figura 4 se poate determina valoarea criteriului A atunci cînd se cunoaşte P, şi invers.

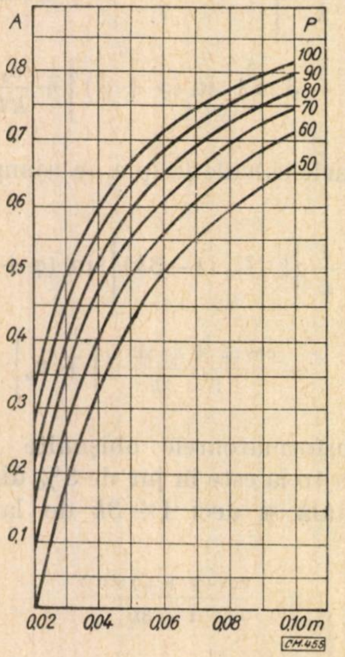


Fig. 4. Reprezentarea grafică a relaţiei stabilite între criteriile A şi P.

În concluzia studiului făcut se pot spune următoarele :

a. Criteriile P şi A, propuse pentru aprecierea comportării dinamice a transformatoarelor de sudură, nu sînt independente. Criteriul P descrie însuşirile transformatoarelor independent de procesele de sudare, iar A descrie însuşirile transformatoarelor legate de procesul de sudare şi, de aceea, în relaţia dintre A şi P, A îl cuprinde pe P.

b. Criteriul P singur arată în ce măsură transformatorul este apt pentru sudare din punct de vedere dinamic, dar nu arată dacă într-un proces de sudare dat, deci cu un anumit u_a şi φ, transformatorul se comportă bine. Aceasta se vede din figura 4, unde la transformatoare cu $P=100$, deci foarte bune, A poate lua valori sub 0,5, în anumite regimuri de sudare, deci poate să se comporte slab.

c. Pentru aprecierea comportării dinamice, în lumina acestui studiu, autorii propun să se păstreze ambele criterii : criteriul P va arăta comportarea dinamică a transformatorului, dată de construcţia sa, iar criteriul A va arăta regimurile de sudare acceptabile pentru un transformator cu P dat.

CD 621.791.7.03 :621.314.21

Recherches sur le comportement dynamique des transformateurs de soudage

TRAIAN SĂLĂGEAN, CLARA BOARNĂ ET ALEXANDRU IVANCENCO

Le comportement dynamique des transformateurs de soudage n'a été étudié que ces dernières années, à cause des nouveaux matériaux de soudage qui exigent des performances de plus en plus élevées pour les sources d'alimentation.

Deux critères pour l'appréciation du comportement dynamique des transformateurs de soudage ont été étudiés à l'Institut international de la soudure (I.I.S.) : le critère P (les relations mathématiques (1) et (2) et la figure 2 de l'article) et le critère A (la relation (3) et la figure 3).

Les auteurs présentent une synthèse des recherches relatives à ces critères. C'est ainsi que l'on a établi l'expression théorique du critère A en régime sinusoïdal (la relation 10) et la dépendance de la valeur A de la composition du flux de soudage (tableau 1), de la quantité des alliages en fer comprise dans le flux de soudage, et de la tension de la marche à vide du transformateur de soudage (tableau 2). Les données expérimentales ont confirmé l'expression théorique.

La dernière assemblée annuelle de l'I.I.S. (Prague 1964) ayant discuté le problème du choix de l'un de ces critères comme critère de base, les auteurs ont examiné s'il n'y avait pas une relation entre P et A. Ils ont réussi à la préciser (relation 23).

À la suite de ces recherches, on propose que P soit pris en considération lorsque l'on veut savoir si le transformateur est apte pour le soudage, et que A serve lorsqu'il s'agit de déterminer les régimes de soudage d'un transformateur pour lequel un certain P a été donné.

CZ 621.791.75.037

Instalaţie pentru sudarea electrică cu arc cu mai multe posturi, la frecvenţă mărită

VLADIMIR POPOVICI, ŞTEFAN GROSU ŞI OVIDIU DRĂGĂNESCU

Sudarea la frecvenţă mărită duce la avantaje atît în ceea ce priveşte tehnologia şi calitatea sudării, cît şi în construcţia surselor de curent.

Frecvenţele folosite în mod uzual sînt cuprinse între 150 şi 900 Hz. Foarte răspîndite sînt generatoarele la 300—400 Hz. La frecvenţe relativ ridicate apar avantaje speciale în sudarea metalelor neferoase. Pe cînd generatoarele de curent continuu sînt practic stabilizate în ceea ce priveşte construcţia, la generatoarele de frecvenţă mărită au apărut relativ recent elemente constructive sau principii noi de funcţionare, acestea din urmă fiind arătate în diverse brevete din ţară şi străinătate. Astfel, la unele generatoare, în special de frecvenţă mai ridicată, se folosesc poli de excitaţie din magneţi permanenţi, care permit simplificări constructive şi duc la maşini mai robuste şi mai uşoare. Pentru reglarea curentului de sudare, fără să se acţioneze asupra excitaţiei, a apărut maşina cu bobinajul indus în formă de inel şi şunt magnetic conic, coaxial cu bobinajul şi deplasabil axial (brevetul R.F.G. nr. 1140298).

O noutate esenţială o prezintă şi instalaţia care face obiectul acestei lucrări.

În multe cazuri este avantajos ca aceeaşi sursă de energie electrică, cu tensiunea necesară sudării, să alimenteze mai multe posturi, lucrînd independent între ele. În cazul unui transformator coborîtor de tensiune, în curent alternativ, la 50 Hz, posturile se alimentează prin reactoare individuale reglabile. La grupurile generatoare de curent continuu, posturile se alimentează prin rezistenţe reglabile.

Dacă problema menţinerii tensiunii constante la bornele sursei fără de care nu se poate menţine independenţa posturilor se rezolvă relativ uşor la transformatoare şi generatoare de curent continuu, la generatoarele de frecvenţă mărită apar elemente caracteristice, care duc la variaţii importante ale acestei tensiuni : astfel impedanţa internă a generatorului este relativ mare, şi în aceasta predomină componenta reactivă, iar circuitul de sudare, constituit din reactorul de reglare şi arcul de sudare, are un factor de putere scăzut. S-ar putea folosi o excitaţie compound, dar pentru aceasta ar fi nevoie de transformarea şi redresarea curentului de sudare. În afară de aceasta, construcţia generatorului se măreşte. O astfel de excitaţie mai are dezavantajul că nu poate fi folosită la generatoarele polifazate, cele de tip sincron cu poli de excitaţie din magneţi permanenţi, sau la generatoarele de tip asincron. Alte metode folosite în tehnică pentru stabilizarea tensiunii la bornele unui generator duc la construcţii neeconomice, complicate sau neeficace.

În cazul generatorului construit la Uzinele ,,Electroputere" — Craiova s-a folosit o soluţie nouă : tensiunea la bornele generatorului se menţine practic constantă, conectîndu-se în paralel în momentul intrării în lucru, pe fiecare post de sudare, constituit din reactorul de reglaj şi arcul de sudare, cîte un condensator, astfel ca în ansamblu circuitul derivaţie care rezultă să aibă un factor de putere capacitiv. Practic, valorile acestui factor de putere rezultă apropiate de unitate. În figura 1, se arată schema de ansamblu a instalaţiei.

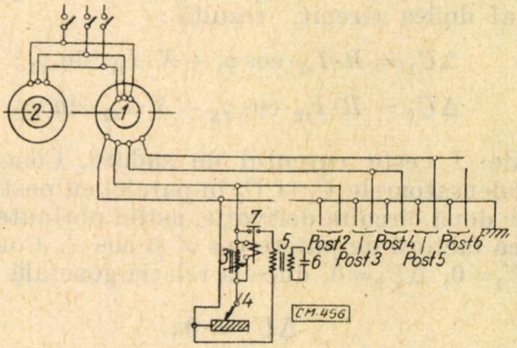


Fig. 1. Schema de funcţionare a instalaţiei.

Generatorul *1*, de tip asincron, este antrenat de un motor *2*, astfel ca viteza cîmpului învîrtitor produs de bobinajul generatorului conectat la reţea să se adune cu viteza de antrenare. Prin reactoarele reglabile *3* sînt alimentate posturile *4*. Condensatoarele *6* sînt alimentate prin intemediul transformatoarelor *5*, ridicătoare de tensiune, deoarece alimentarea la tensiunea generatorului, de ordinul 50—60 V, ar duce la condensatoare neeconomice. Alimentarea transformatoarelor *5* se face automat, prin contactoarele *7*, numai în timpul procesului de sudare.

Determinarea caracteristicilor electrice

Pentru determinarea factorului de putere optim, se presupune pentru simplificare un generator monofazat (fig. 2) care alimentează două posturi prin reactoarele L_1 şi L_2.

Generatorul are tensiunea la mers în gol U_0, rezistenţa internă R şi inductanţa internă L_g. Arcul de sudare fiind echivalent cu o rezistenţă, circuitul de sudare — cuprinzînd un reactor şi arcul de sudare — are un factor de putere ($\cos\varphi$)

inductiv. La conectarea pe generator a unei sarcini rezultă (folosind o relație curentă, aproximativă) o variație de tensiune :

$$\Delta U = U_0 - U = R \cdot I \cos\varphi + X \cdot I \cdot \sin\varphi, \quad (1)$$

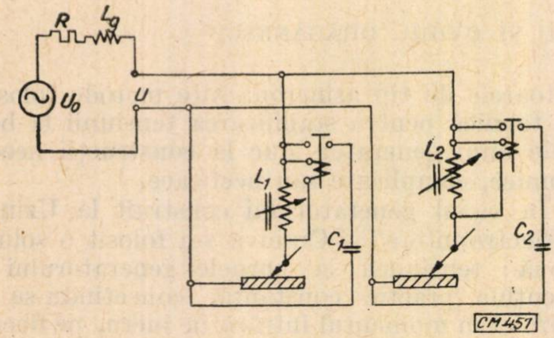


Fig. 2. Schema echivalentă monofazată a generatorului cu două posturi conectate.

unde :

$X = L_g \cdot \omega$;

I — curentul de sarcină.

Notînd cu indicii 1 și 2 mărimile din primul și al doilea circuit, rezultă :

$$\Delta U_1 = R \cdot I_{s1} \cdot \cos\varphi_1 + X \cdot I_{s1} \cdot \sin\varphi_1 ;$$

$$\Delta U_2 = R \cdot I_{s2} \cdot \cos\varphi_2 + X \cdot I_{s2} \cdot \sin\varphi_2,$$

unde I_s este curentul de sudare. Conectînd condensatoarele C_1 și C_2 în paralel cu posturile, cele două circuite derivație, astfel obținute, vor avea factorii de putere $\cos\varphi_1'$ și $\cos\varphi_2'$. Condiția $\Delta U_1 = 0$, $\Delta U_2 = 0$, duce la relația generală :

$$\Delta U_i = 0 ;$$

$$R \cdot \cos\varphi_i' + X \cdot \sin\varphi_i' = 0, \quad (2)$$

cu soluția :

$$\cos\varphi_i' = \frac{X}{\sqrt{R^2 + X^2}}. \quad (3)$$

Deoarece expresia $R \cdot \cos\varphi_i'$ este pozitivă, urmează că expresia $X \cdot \sin\varphi_i'$ trebuie să fie negativă. Unghiul devine negativ, iar factorul de putere al circuitului derivație, capacitiv.

Curentul prin condensator I_c se poate deduce urmărind schema echivalentă a circuitului derivație din figura 3 și diagrama din figura 4.

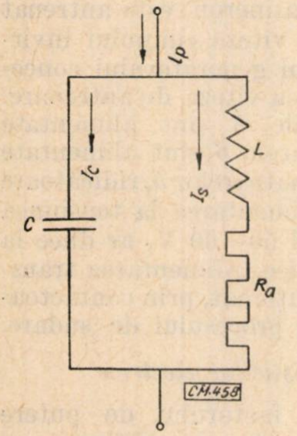


Fig. 3. Schema echivalentă a unui post.

În figura 3 se notează prin I_p curentul total al postului de sudare, prin I_c, curentul prin condensator, iar prin I_s curentul de sudare ; L este inductanța reactorului, iar R_a rezistența arcului. Conform diagramei din figura 4, I_s se descompune în componenta activă I_{sw} și cea inductivă I_{si}. Curentul I_p al postului de sudare se descompune în componenta activă $I_{pw} = I_{sw}$ și componenta capacitivă I_{pc}.

$$I_c = I_{si} + I_{pc},$$

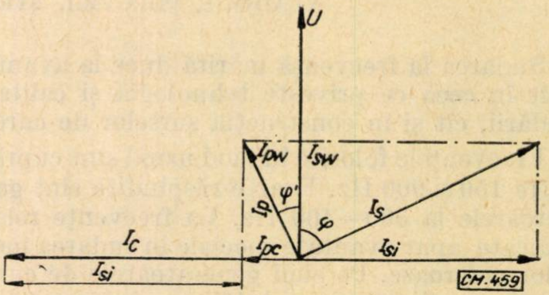


Fig. 4. Diagrama vectorială a curenților într-un post de sudare.

însă

$$I_{si} = I_s \sin\varphi ;$$

$$I_{pc} = I_p \sin\varphi',$$

în care :

$$\sin\varphi' = \frac{R}{\sqrt{R^2 + X^2}}.$$

Pe de altă parte :

$$I_p = \frac{I_s \cos\varphi}{\cos\varphi'},$$

deci :

$$I_c = I_s (\sin\varphi + \operatorname{tg}\varphi' \cdot \cos\varphi) ;$$

$$I_c = I_s \left(\sin\varphi + \frac{R}{X} \cdot \cos\varphi\right) \cdot \quad (4)$$

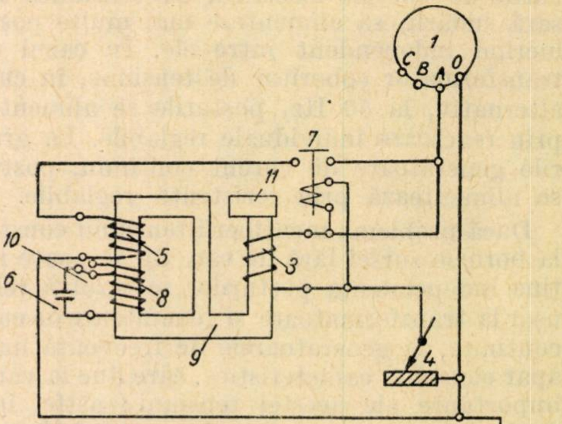


Fig. 5. Schema de conexiuni a unui post de sudare.

Cu ajutorul lui I_c se deduce capacitatea condensatorului și puterea reactivă capacitivă optimă.

Echipamentul unui post de sudare (fig. 1) se compune din :

— reactor pentru curent maxim de sudare de 300 A, cu reglajul inductanței prin variația întrefierului, deplasînd piesa magnetică mobilă *11* (fig. 5) ;

— transformator ridicător de tensiune cu raportul de transformare 58/380 V, cu prize pentru alimentarea condensatorului de stabilizare. Miezul magnetic al acestui transformator este comun cu al reactorului și a fost realizat din tablă laminată la rece cu cristale orientate pentru a se micșora astfel construcția;

— condensatorul de stabilizare de circa 90 μF, 380 V, 200 Hz (putere reactivă $\cong$ 16 kVAR);

— contactor monofazat de 200 A, cu bobină de acționare de 36 V.

Conexiunile unui post de sudare sînt reprezentate în figura 5. De la sursa *1* se alimentează electrodul de sudare *4*, prin bobina *3* a reactorului. Condensatorul *6* este alimentat printr-un transformator ridicător de tensiune cu primar *5* și secundar *8*.

Pentru a micșora construcția s-a combinat miezul reactorului cu miezul transformatorului, într-un miez magnetic unic *9*, care are și o coloană centrală, nebobinată. Această coloană se dimensionează cu o secțiune mai mică decît coloanele bobinate, deoarece fluxul care o străbate este mai mic. În figura 6 este dată diagrama vectorială, care arată relațiile dintre fluxurile Φ_1 din coloana transformatorului, Φ_2 din coloana reactorului și Φ_3 din coloana centrală, în timpul sudării. Din diagramă rezultă că la scurtcircuit, cînd unghiul φ este practic 90°, mărimea Φ_3 este mai redusă.

Bobinajul primar al transformatorului se conectează numai în sarcină, automat, prin contactorul 7, al cărui electromagnet are bobina conectată la bornele bobinajului *3*.

Deoarece pentru realizarea stabilității de tensiune la bornele generatorului este necesar ca, funcție de curentul de sudare, să avem diferite valori ale puterii reactive capacitive, este prevăzut comutatorul cu prize *10*, de la care se poate schimba tensiunea de alimentare a condensatorului. Deoarece practic se pot admite abateri de la valoarea optimă a puterii reactive, comutatorul cu prize are numai cîteva trepte care se schimbă cînd se trece la un alt regim de sudare.

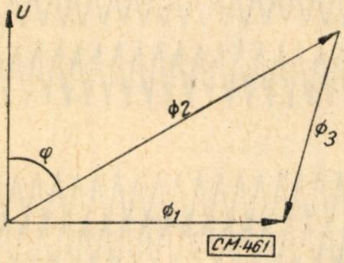


Fig. 6. Diagrama vectorială a fluxurilor din coloanele miezului magnetic comun al reactorului de reglaj și transformatorului ridicător de tensiune.

Generatorul are în principiu construcția unui motor asincron cu 6 poli. Rotorul este alimentat la rețeaua trifazată prin intermediul a 3 inele cu perii. Rotorul este antrenat de un motor asincron la o viteză de 3 000 rot/min. Prin însumarea vitezei de rotație a cîmpului învîrtitor cu a rotorului rezultă în bobinajul statoric o frecvență de aproximativ 200 Hz. Caracteristicile calculate și măsurate ale generatorului sînt:

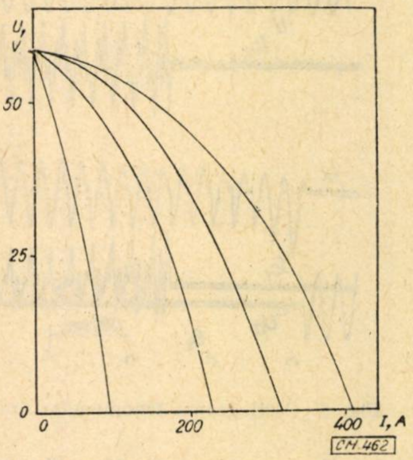


Fig. 7. Caracteristicile externe ale unui post de sudare.

$$U_0 = 58\ \text{V};$$

$$R = 0{,}6 \cdot 10^{-2},\ \Omega;$$

$$X = 1{,}8 \cdot 10^{-2},\ \Omega.$$

Generatorul poate debita în regim continuu pe fiecare fază un curent de 275 A. Pot fi alimentate 6 posturi, avînd un curent maxim de sudare de 300 A, la o durată relativă de lucru de 60% și un factor de simultaneitate de circa 0,7—0,8. Aceasta este posibil deoarece curentul debitat de generator este sensibil mai mic decît curentul de sudare ($I_p < I_s$), ca urmare a conectării condensatorului.

Caracteristicile unui post de sudare sînt date în figura 7.

Din analiza acestor caracteristici rezultă că raportul $\frac{I_k}{I_s}$ este mai mic decît valoarea 1,5 impusă de STAS 2689—61.

S-a verificat variația tensiunii la bornele generatorului în regim normal de lucru. Datele obținute sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

	Calculat		Măsurat	
	fără condensator	cu condensator	fără condensator	cu condensator
I_s	300 A	300 A	300 A	300 A
U_a	30 V	30 V	30 V	30 V
ΔU	5,7 V 10%	0 0	6,5 V 11%	1 V 1,7%
cos φ′	0,5	0,95	0,5	0,92
I_p	300 A	172 A	300 A	181 A

Analiza datelor experimentale arată că tensiunea la bornele generatorului rămîne practic constantă, în cazul în care condensatorul este conectat conform schemei din figura 1. Pe celelalte faze, tensiunea rămîne practic constantă.

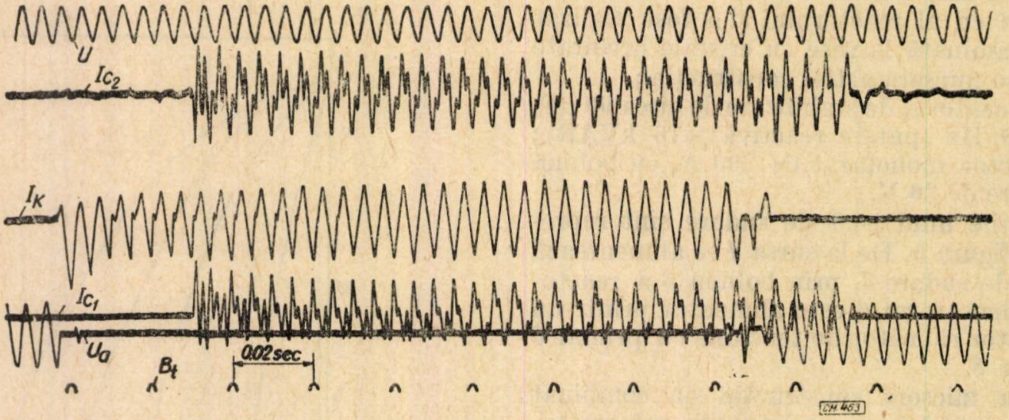


Fig. 8. Oscilograma fenomenelor tranzitorii la scurtcircuitarea şi deconectarea circuitului de sudare.

Pentru determinarea repartiţiei fluxurilor pe coloane s-a montat pe coloana centrală o bobină sondă, la bornele căreia s-a măsurat tensiunea în mai multe regimuri de lucru. S-a obţinut relaţia :

$$\Phi_3 \approx (0{,}6 - 0{,}75)\ \Phi_1,$$

în funcţie de regimul de lucru.

Fenomene tranzitorii. S-au ridicat oscilogramele din figurile 8 şi 9 în care s-au notat cu :

U — tensiunea la bornele generatorului ;
U_a — tensiunea arcului ;
I_s — curentul de sudare
I_k — curentul de scurtcircuit ;
I_{c1} — curentul în primarul transformatorului ridicător de tensiune ;
I_{c2} — curentul în secundarul transformatorului, respectiv în condensator ;
B_t — baza de timp cu frecvenţa d 50 Hz.

Oscilograma prezentată în figura 8 are două momente caracteristice : trecerea de la mersul în gol la scurtcircuit şi revenirea la mersul în gol. Se constată următoarele : la punerea bruscă în scurtcircuit apare o componentă aperiodică a curentului care se amortizează după aproximativ 1/50 s. Acest fenomen tranzitoriu este specific punerii în scurtcircuit a circuitelor cu inductanţă şi depinde de momentul scurtcircuitului.

Contactorul pune condensatorul în circuit cu o întîrziere cuprinsă între 1/50 şi 1/25 s.

Oscilograma *9* corespunde sudării cu un electrod cu diametrul de 4 mm.

Făcîndu-se proba de sudare, s-a constatat o amorsare foarte uşoară şi o mare stabilitate a arcului. În figura 10 este arătată o cusătură făcută cu un electrod de 4 mm diametru. Probele cu privire la calitatea sudurilor, studiate în laborator, au confirmat calităţile cunoscute ale sudării la frecvenţă mărită.

Generatorul poate fi de orice tip, clasic, iar performanţele lui sînt în funcţie de calităţile construcţiei. Trebuie remarcat faptul că un generator trifazat debitînd în regim permanent 275 A pe fază, după cum s-a arătat, poate alimenta 6 posturi de sudare pînă la 300 A cu o durată relativă de lucru de 60%. Aceasta duce la un generator cu greutate şi preţ de cost reduse şi cu randament ridicat.

Cu privire la echipamentul (fig. 5) unui post de sudare se dau următoarele date constructive :

greutatea miezului magnetic	23 kg ;
greutatea bobinajelor	11 kg ;
greutatea condensatorului	5 kg ;
greutatea întregului echipament	45 kg.

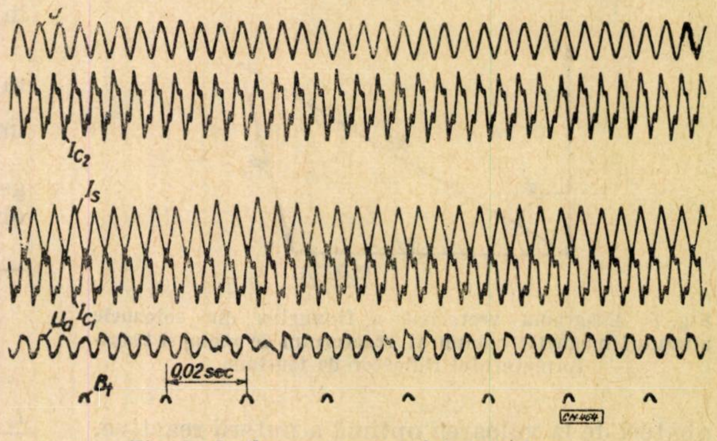


Fig. 9. Oscilograma procesului de sudare.

Ţinînd seamă de greutatea redusă a echipamentului unui post, acesta poate fi deplasat uşor în apropierea locului de lucru. Deoarece condensatorul se găseşte pe acest echipament, curentul dintre generator și echipament este redus față de curentul de sudare, iar cablul de legătură se alege corespunzător cu acest curent. Aceasta duce, în afară de micșorarea secțiunii cablului, la mărirea randamentului sau la posibilitatea măririi distanței dintre generator și echipament.

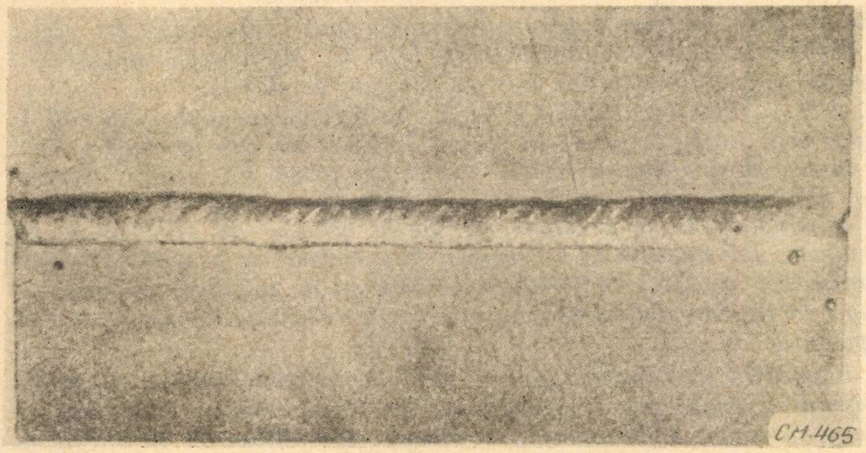


Fig. 10. Sudură realizată cu un post de sudare al instalației.

Concluzii

Din analiza celor expuse se constată următoarele :

— Echipamentul realizat constituie o soluție economică pentru alimentarea mai multor posturi individuale de sudare, avantaje importante rezultînd din dimensiunile reduse ale miezurilor magnetice și bobinajelor datorită folosirii frecvenței de 200 Hz.

— De asemenea, datorită echipării posturilor individuale cu condensatoare, rezultă o micșorare a dimensiunilor generatorului de alimentare centrală și a cablurilor de alimentare. În ceea ce privește condensatoarele, dimensiunile lor sînt reduse datorită frecvenței de 200 Hz.

— Lucrîndu-se cu factori de putere apropiați de unitate, se poate mări randamentul postului de sudare.

— Tensiunea de mers în gol necesară este mai mică, datorită frecvenței (sub 60 V).

— Performanțele obținute cu instalația realizată pot fi îmbunătățite în special prin folosirea unor frecvențe mai ridicate.Se apreciază că prin mărirea frecvenței se pot obține reduceri substanțiale ale greutății generatorului și echipamentului de post.

— Generatorul, fiind trifazic, poate servi la alimentarea a două posturi de sudare trifazică, folosindu-se aceleași reactoare, iar statorul generatorului conectîndu-se în triunghi.

CD 621.791.75.037

Installation pour le soudage électrique à arc, à plusieurs postes et à fréquence augmentée

VLADIMIR POPOVICI, ȘTEFAN GROSU et OVIDIU DRĂGĂNESCU

Le soudage à fréquence augmentée présente des avantages relatifs à la technologie et à la qualité de l'opération, aussi bien qu'à la construction des sources de courant. Les fréquences usuelles sont de 150—900 Hz. La construction des générateurs de courant continu n'a pas pratiquement évolué, mais celle des générateurs à fréquence augmentée a été modifiée récemment par des éléments constructifs ou des principes nouveaux. L'installation décrite dans le présent article offre ce caractère de nouveauté.

La tension se maintient constante aux bornes du générateur; un condensateur est mis en connexion parallèle dès le début du fonctionnement sur chaque poste de soudage, constitué par le réacteur de réglage et l'arc de soudage. Le circuit de dérivation qui en résulte a un facteur de puissance proche de l'unité. Le schéma d'ensemble est donné dans la figure 1. Le générateur 1, de type asynchrone, est entraîné par un moteur 2, afin que la vitesse du champ tournant produit par le bobinage du générateur en connexion avec le réseau soit additionnée à la vitesse d'entraînement. Les postes

4 sont alimentés par les réacteurs réglables. Les condensateurs 6 sont alimentés par les transformateurs 5 qui augmentent la tension, étant donné que l'alimentation à la tension du générateur (50—60 V) implique des condensateurs non économiques. L'alimentation des transformateurs 5 est réalisée automatiquement, par les contacteurs 7, durant le processus de soudage seulement.

L'équipement d'un poste de soudage est formé par un réacteur dont l'inductance est réglée par la variation de l'entrefer qui déplace la pièce aimantée mobile (fig. 5); un transformateur qui augmente la tension 58/380 V, à prises, pour l'alimentation du condensateur de stabilisation; un condensateur de stabilisation de 90 μF, 380 V, 200 Hz, 16 kVAR, et un contacteur monophasé de 200 A. Les connexions d'un poste de soudage sont indiquées dans la figure 5. Pour réduire la construction, le noyau du réacteur et le noyau du transformateur ont été réunis et ont formé un noyau aimanté unique, qui a une colonne centrale non bobinée. La figure 6 donne le diagramme vectorial qui montre la relation entre le flux Φ_1 de la colonne du transformateur, Φ_2 de la colonne du réacteur et Φ_3 de la colonne centrale, durant le soudage. La stabilité de la tension aux bornes du générateur requérant des valeurs différentes de la puissance réactive, en fonction du courant de soudage, on a monté un commutateur à prises pour changer la tension d'alimentation du condensateur. L'équipement d'un poste de soudage de 300 A a un poids de 45 kg.

Le générateur de fréquence augmentée est construit comme un moteur asynchrone à six pôles, le rotor étant alimenté par un réseau triphasé par l'intermédiaire de trois anneaux à brosses. Le rotor est entraîné par un moteur asynchrone à 3 000 tours par minute. L'addition de la vitesse de rotation du champ tournant et de celle du rotor produit dans le bobinage du stator une fréquence d'environ 200 Hz. Les caractéristiques calculées et mesurées du générateur sont : $U_0 = 58$ V, $R = 0{,}6 \cdot 10^{-2}\Omega$, $X = 1{,}8 \cdot 10^{-2}\Omega$. Le générateur peut alimenter six postes avec un courant maximum de soudage de 300 A, pour une durée relative de travail de 60% et un facteur de simultanéité de 0,7—0,8. Cela est possible parce que le courant débité par le générateur est sensiblement moindre que le courant de soudage, comme un effet de la connexion du condensateur.

Les caractéristiques d'un poste de soudage sont données dans la figure 7.

En vérifiant la variation de tension aux bornes du générateur, on a constaté que ΔU dans le cas de la connexion du condensateur est de 1,7%, le cos $\varphi = 0{,}92$ pour un courant de soudage de 300 A, et $U_a = 30$ V.

La répartition du flux dans les colonnes du noyau aimanté du réacteur est la suivante : $\Phi_3 = (0{,}6 - 0{,}75)\ \Phi_1$, en fonction du régime de travail.

Pour l'étude des phénomènes transitoires on a construit les oscillogrammes des figures 8 et 9. On a constaté, lors de la mise brusque en court-circuit, une composante apériodique du courant qui s'amortit en 1/50 secondes.

L'oscillogramme 9 correspond à un soudage à électrode d'un diamètre de 4 mm.

L'installation présente les avantages suivants :

— une solution économique pour l'alimentation de plusieurs postes séparés, les dimensions des noyaux aimantés et des bobinages étant réduites grâce à la fréquence de 200 Hz;

— à cause des postes équipés avec des condensateurs (dont les dimensions sont réduites à 200 Hz), il résulte une diminution des dimensions du générateur et des câbles d'alimentation;

— la fréquence de 200 Hz a pour conséquence une diminution possible de la tension de la marche à vide au-dessous de 60 V;

— le générateur étant triphasé, il peut servir à l'alimentation des postes de soudage triphasés, en utilisant les mêmes réacteurs et le stator du générateur étant connecté en triangle.

CZ 621.791,856.3 :669.3

Consideraţii asupra sudării cuprului cu electrod de wolfram, în mediu de argon

PANAIT IONESCU şi AUREL PETRIŞOR

Pînă în deceniul trecut, sudarea cuprului s-a făcut în mod aproape exclusiv prin procedeul cu flacără oxiacetilenică, deşi n-au lipsit nici încercările de sudare cu arc electric.

Intre acestea amintim încercările de sudare cu electrozi de cărbune, cu utilizarea fluxului şi a sîrmelor de adaos folosite în mod curent la sudarea cu gaz. Piesele de sudat se preîncălzesc la 500°C, iar operaţia se execută cu arc electric scurt [6].

Un alt procedeu experimentat a fost procedeul Lessel [1], care întrebuinţează electrozi al căror înveliş este compus din trei straturi: cel interior formează o zgură foarte fluidă, cel mijlociu realizează o mare cantitate de gaze, iar cel exterior, topindu-se cu întîrziere, constituie un tub în care se întreţine arcul electric. Materialul topit este deci protejat contra accesului aerului printr-un strat de zgură şi o pătură de gaz.

In ultimii ani, sudarea cuprului s-a făcut, în tot mai mare măsură, prin metoda sudării cu arc electric, în atmosferă de gaz protector, în cele două variante ale sale: cu electrod de wolfram şi cu electrod fuzibil. Sudarea cuprului ridică următoarele probleme [5], [6]:

— Conductivitatea termică ridicată impune utilizarea unor surse puternice de căldură, cu posibilitatea concentrării încălzirii în cusătură. Aceeaşi proprietate a cuprului accelerează procesul de răcire şi de cristalizare a sudurii, ceea ce îngreuiază degajarea gazelor dizolvate sau antrenate în metalul topit prin descărcarea arcului electric. Aceste gaze rămase în metal creează soluţii suprasaturate de gaz în metal, sau pori. Rezistenţa redusă a cuprului la temperaturi înalte şi presiunea gazelor în momentul degajării din soluţia suprasaturată favorizează apariţia crăpăturilor şi microfisurilor în metal.

— Coeficientul de dilatare termică şi contracţia mare în timpul solidificării metalului topit, asociate cu rezistenţa redusă a cuprului la temperaturi înalte, determină apariţia unor tensiunii şi deformaţii în timpul sudării şi deci posibilitatea formării de microfisuri şi crăpături.

— Parte din impurităţile conţinute în cupru, inclusiv oxigenul, formează cu cuprul eutectice, cu temperatura de topire sub aceea a cuprului, dispuse sub formă de pelicule la periferia grăunţilor de cupru. Existenţa acestor pelicule lichide la temperaturi sub punctul de solidificare a cuprului înlesneşte formarea crăpăturilor.

— Oxigenul, avînd o mare afinitate pentru cupru, poate fi absorbit în cursul sudării direct din aer; de aceea accesul lui în zona sudurii trebuie neapărat împiedicat sau neutralizat prin substanţe dezoxidante.

La sudarea cuprului se întrebuinţează ambele variante ale metodei de sudare cu arc electric în mediu protector de gaz inert: cu electrod nefuzibil, de wolfram (procedeu TIG), în care topirea materialului de bază şi de aport se realizează cu ajutorul unui arc electric stabilit între acest electrod şi piesă, precum şi cu electrod fuzibil (procedeu MIG), la care arcul electric se stabileşte între sîrma de aport (care înaintează spre piesă cu o viteză constantă) şi piesa de sudat.

Prima variantă se utilizează în mod curent la piese cu grosimi pînă la 5 mm, peste care se preferă varianta a doua, cu electrod fuzibil [1]. Sudarea cuprului după procedeul TIG are o serie de avantaje faţă de sudarea cu flacără oxiacetilenică, dintre care următoarele:

— căldura intensă şi concentrată a arcului realizează o pătrundere mai adîncă şi un randament mai înalt;

— necesită o preîncălzire mai redusă;

— se obţine o lăţime mai mică a cusăturii, zone influenţate termic reduse, şi deci deformaţii mai mici;

— se realizează, în condiţiile tehnologice ce vor fi expuse mai jos, cusături lipsite de oxigen şi hidrogen, dense şi fără pori, care au calităţi mecanice, electrice şi anticorosive ridicate.

Literatura de specialitate prescrie, ca o condiţie indispensabilă pentru obţinerea unei suduri de calitate satisfăcătoare a cuprului, limitarea conţinutului de oxigen în cupru la 0,01—0,03%, ceea ce ar corespunde calităţii cuprului rafinat pe cale electrolitică, care are un conţinut maxim de 0,02% oxigen. Un procent mai ridicat de oxigen duce la formarea porilor şi la fragilitatea cusăturii sudate, defecte ce nu pot fi eliminate printr-o ciocănire la cald a sudării. Necesitatea întrebuinţării unui cupru dezoxidat la sudarea cu gaze de protecţie este deosebit de importantă, deoarece oxigenul existent în material nu poate fie eliminat sau neutralizat [1], [3], [5].

In calităţile comerciale de cupru, oxidul de cupru este divizat mai fin prin laminare şi, de aceea, nu este atît de vătămător. In cursul sudării însă, în procesul de solidificare şi cristalizare, oxigenul se concentrează în eutecticul Cu-O pe faţetele cristalelor, avînd ca rezultat fragilitatea cusăturii sudate [1].

Sîrma de adaos are o foarte mare influenţă asupra calităţii şi executării sudurii, la sudarea cuprului sub protecţie de argon.

Indicaţiile de specialitate asupra compoziţiei chimice a sîrmei de sudat sînt variate :

— norma DIN 1733 prescrie două calităţi de sîrmă (tabela 1);

Tabela 1

Calitatea	Compoziţia chimică, %	Impurităţi, % maximum	Temperatura de topire, °C
S— Cu Ag	Cu+Ag min. 99,5 Ag 0,5—1,2 P 0,02—0,08 Mn+Ni max. 0,4	Fe 0,03 Pb 0,01 Al 0,01	1 068—1 078
S— Cu Sn	Cu min.98,00 Sn 0,2—1 Mn 0,1—0,5 Si 0,1—0,5 Ni 0—0,5 P 0,02—0,05	As 0,05 Sb 0,002 Bi 0,003 Sc 0,02 Te 0,01	1 050—1 075

— Sudasch [1] indică utilizarea unei sîrme cu 0,8% Sn, precum şi procente reduse de Mn, Si, Ni şi Ti, cu excluderea Ag şi P, deoarece la temperatura înaltă a arcului electric sîrma conţinînd Ag şi P se supraîncălzeşte, curge foarte fluid şi, afară de aceasta, favorizează apariţia porilor; acelaşi autor recomandă utilizarea unui flux dezoxidant la sudarea cuprului insuficient dezoxidat şi la grosimi de piese peste 5 mm;

— A.V. Vainerman, recomandă, la sudarea în mediu de argon a cuprului dezoxidat cu fosfor (99,93% Cu, 0,06% P, 0,005% Fe), întrebuinţarea unui material de adaos cu 0,25—3% Si.

Gazele de protecţie cele mai eficace sînt heliul şi argonul, dintre care primul este mai costisitor.

Argonul întrebuinţat la sudarea cuprului cu electrod nefuzibil trebuie să aibă o puritate de minimum 99,9%. El trebuie să fie perfect uscat, fără oxigen şi hidrogen, pentru a se evita formarea porilor în cusătura sudată.

Sudarea cuprului în mediu de argon, cu electrod nefuzibil, se face în curent continuu, cu polaritate directă. Prin aceasta se obţine, pe de o parte, o temperatură înaltă în cusătură, iar, pe de altă parte, o temperatură scăzută a electrodului, care astfel poate fi ales cu diametru mic.

Capul portelectrod este prevăzut cu răcire cu apă, cablul de sudură fiind introdus în tubul de întoarcere a apei, astfel încît, fiind răcit în permanenţă, poate avea o secţiune redusă (10 mm ^{2}).

Electrozii sînt confecţionaţi din wolfram cu un adaos de 1% thoriu. Adaosul de thoriu asigură o bună stabilitate a arcului, iar electrodul respectiv suportă un curent cu circa 25% mai mare decît electrodul din wolfram pur. De asemenea, consumul electrodului este mai redus, avînd o durată de funcţionare medie de circa 40 h.

Pregătirea suprafeţelor la sudarea cu electrod de wolfram în mediu de argon se face diferit, în funcţie de grosimea materialului [3], conform tabelei 2.

Tabela 2

Grosimea pieselor, mm	Pregătirea suprafeţei	Distanţa între capete, mm	Unghiul de şanfren
0,1—1	cu margini răsfrînte	—	—
1—3	cap la cap fără prelucrare	—	—
3—4	cap la cap fără prelucrare	1—2	—
4—8	cap la cap cu rost în V	1—4	60°
8	cap la cap cu rost în X	2—4	60°

Suprafeţele ce urmează a fi sudate trebuie curăţate pînă la luciu metalic şi degresate cu ajutorul unui dizolvant energic. Piesele respective se asamblează şi se sudează în mod curent pe un suport metalic din oţel inoxidabil, prevăzut în dreptul cusăturii cu un şanţ de 6—8 mm lăţime şi 1 mm adîncime, care este străbătut de un curent de argon pentru protecţia rădăcinii. În cazul cînd nu este posibilă montarea unui suport pe cealaltă parte a cusăturii, spre exemplu la ţevi, pe această parte se suflă argon în cantitate suficientă pentru a îndepărta aerul de la rădăcina sudurii.

La sudarea pieselor de cupru insuficient dezoxidat şi la grosimi peste 5 mm se pretinde utilizarea unui flux care, prin formarea unei pături de gaz, împiedică accesul oxigenului atmosferic la locul sudurii şi, în plus, prin sfărîmarea peliculei existente de oxizi îmbunătăţeşte fluidizarea băii de sudură [1].

Valorile parametrilor de sudare utilizaţi la sudarea cuprului cu electrod de wolfram în mediu de argon sînt trecute în tabela 3 [7].

Capul portelectrod, după amorsarea arcului, este ţinut la un unghi de 70—80°, iar sîrma de aport, la 15—20° faţă de piesă şi se deplasează fără pendulări laterale în lungul cusăturii.

Ca şi în alte industrii, sudarea cuprului în industria chimică s-a făcut prin procedeul cu flacără oxiacetilenică. Recent, la montarea fabricii de formaldehidă de la Combinatul chimic din oraşul Victoria şi a fabricii de celuloză de la Palas—Constanţa, asamblarea instalaţiilor tehnologice din cupru a fost executată prin sudură după procedeul TIG.

Avînd în vedere faptul că conductele respective au fost confecţionate din cuprul calitatea Cu. 5 şi Cu. 9, cu un conţinut de oxigen de 0,080%, respectiv 0,100%, deci peste 0,020%,

Tabela 3

Grosimea piesei, mm	Intensitatea curentului, A	Diametrul electrodului de wolfram, mm	Consum argon l/min	Diametrul sîrmei de adaos, mm	Viteza de sudare, m/min	Tratament termic
1	80—100	1,6	6—7	1,5	0,28—0,32	—
1,5	110—140	1,6	7	1,5	0,27—0,30	—
2	140—170	2,4	7	2	0,26—0,30	—
3	170—220	2,4—3,2	7	3	0,24—0,28	—
5	250—300	3,2	7—8	4—5	0,20—0,24	preîncălzit 200—300°C
6	290—350	3,3—4,6	8	4—5	—	400°C
8	320—380	4,6	8	5	—	450°C
10	380—440	4,6—6,4	8—10	5	—	500°C
12	450—650	6,4	8—10	5	—	500—700°C

procent considerat maximal de literatura de specialitate, pentru obținerea unei suduri satisfăcătoare, se pune problema stabilirii tehnologiei de sudare și a materialului de adaos, pentru a se obține o îmbinare sudată corespunzătoare.

În scopul rezolvării ei s-a procedat la o serie de probe, care au fost conduse după cum urmează:

— Probele de sudură s-au executat pe țevi de cupru calitatea Cu. 5, cu diametrul de 100 mm, sudura executîndu-se cap la cap. Pregătirea suprafețelor a fost făcută prin periere cu peria metalică montată pe un polizor electric portativ, pînă la luciu metalic, iar degresarea, prin spălare cu tetraclorură de carbon. Prinderea capetelor s-a realizat prin suduri provizorii — distanțate între ele cu 200 mm — cu electrod de wolfram, fără spațiu între rosturi.

— Capetele țevilor au fost obturate etanș cu două capace din azbest, din care unul era prevăzut cu un orificiu pentru introducerea argonului în interiorul conductelor, pentru protecția rădăcinii sudurii.

— Argonul folosit a avut o puritate de 99,97%; consumul a fost de 7 l/min, atît pentru protecția interioară, cît și pentru cea exterioară.

— Primele probe au fost executate fără material de adaos, prin topirea materialului de bază, iar următoarele, cu utilizarea sîrmelor de cupru electrolitic, din cupru cu 1% Ag și din cupru aliat cu Si (3,5%); Mn (1%); Sn (1,5%); Fe + Zn (0,5%). Alegerea acestei calități s-a făcut ținîndu-se seamă de conținutul în elemente dezoxidante și de efectul elementelor de aliere asupra sudabilității, asupra micșorării grăunților în zona de lîngă cusătură și asupra creșterii rezistenței și plasticității sudurii. Sîrma de adaos a fost curățată cu aceleași precauții ca și materialul de bază.

— La probele preliminare de sudură, țevile au fost așezate cu axa în poziție verticală și apoi orizontală, pentru stabilirea tehnologiei de lucru în ambele situații întîlnite în șantierele de montaj.

În prima situație se obține o rădăcină fără scurgeri, cu suprafața convexă, regulată, depășind cu puțin suprafața interioară a pieselor de sudat. In a doua alternativă, cu axa țevilor orizontală, conducerea sudării trebuie făcută cu deosebită atenție și îndemînare atunci cînd capul de sudură are poziția verticală în jos, sau aproape de această poziție, deoarece există pericolul scurgerii materialului în interiorul țevii și deci al micșorării secțiunii de trecere a conductelor. Cea mai regulată suprafață a rădăcinii se obține începînd sudura în punctul

Tabela 4

Sîrma de aport		Protecția de argon		Tratamentul termic sau mecanic al cusăturii	Rezistența la rupere, kgf/mm²	Locul rupturii
calitatea	diametrul, mm	a cusăturii	a rădăcinii			
fără	—	da	da	—	17,95—17,95	în sudură
Cu E	2	da	da	—	13,25—13,25	în sudură
Cu+1% Ag	3	da	da	—	17—21—18,6 14,7	zona de trecere
3,5% Si 1% Mn 1,5% Sn 0,5% Fe+Zn	3	da	—	—	17,3—18,3 19,2	zona de trecere
	3	da	da	—	20,5—20,5	în materialul de bază
	3	da	da	cusătură ciocănită la cald	17,8—20,4	în materialul de bază
	3	da	da	cusătură ciocănită la rece	25,4—27,3	în materialul de bază
	3	da	da	cusătură ciocănită la rece și apoi încălzită la 300°C	19,3—21,3	

cel mai de jos al ţevii, cu deplasarea electrodului pe periferia ţevii, în sus.

— Sudarea s-a făcut cu generatoare de curent continuu de tipul GES-350, cu electrozi de wolfram cu 1% thoriu, avînd diametrul de 2,4 mm, legaţi la polul negativ al sursei. Intensitatea curentului de sudare a fost între 140 şi 170 A, iar viteza de sudare, circa 8 cm/min.

Fig. 1. Microstructura unei îmbinări sudate de cupru, fără material de adaos.

— O parte din cusăturile realizate cu sîrma de cupru aliată cu Si-Mn-Sn-Fe-Zn au fost supuse unor tratamente termice şi mecanice, şi anume : forjare la cald (300°C), forjare la rece, şi forjare la rece urmată de o încălzire la 300°C. In prealabil, cusăturile au fost ajustate pînă la nivelul materialului de bază, iar forjarea a fost aplicată atît cusăturii, cît şi asupra unei zone de 40 mm, în ambele părţi ale acesteia.

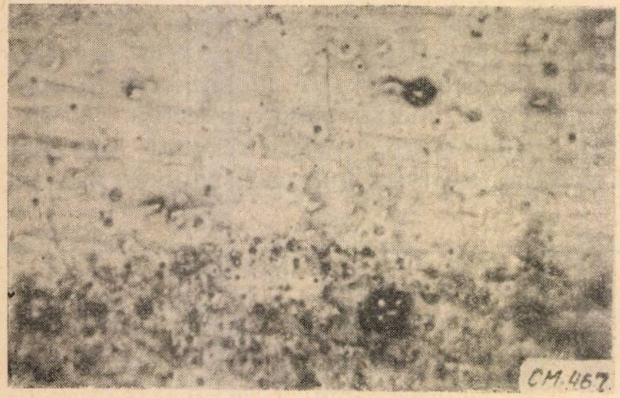


Fig. 2. Microstructura zonei de trecere la sudarea cuprului, fără material de adaos.

— Toate sudurile au fost supuse la probele de tracţiune, controlului Roentgen şi examenului metalografic, rezultatele respective fiind consemnate în tabela 4.

Microstructurile sudurilor realizate şi zona de trecere sînt arătate în figurile 1—5.

Din examinarea rezultatelor înscrise în tabela 4, sudarea cuprului cu conţinut de oxigen mai mare decît 0,020%, în mediu de argon cu electrod de wolfram, duce la următoarele rezultate :

a) sudarea fără material de adaos, obţinută prin topirea materialului de bază, realizează o îmbinare cu o rezistenţă la rupere de 17,95 kgf/mm^2; ruperea a avut loc în sudură pe linia de trecere, unde s-au localizat numeroase incluziuni nemetalice ;

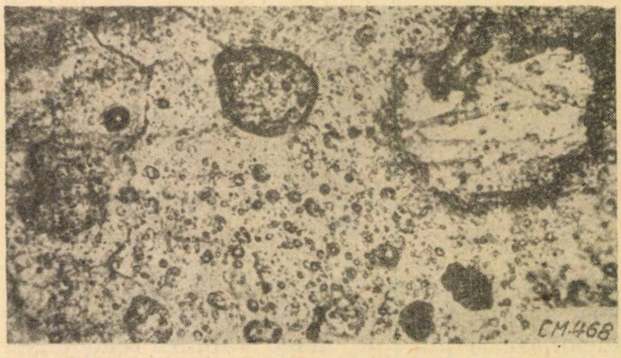


Fig. 3. Microstructura îmbinării sudate de cupru, cu utilizarea cuprului electrolitic ca material de adaos.

Fig. 4. Microstructura îmbinării sudate de cupru cu utilizarea sîrmei de cupru aliată cu 1 % Ag, ca material de ados.

b) cusăturile executate cu sîrmă de adaos din cupru electrolitic se caracterizează printr-o mare porozitate şi prin calităţi mecanice reduse, 13,25 kgf/mm^2;

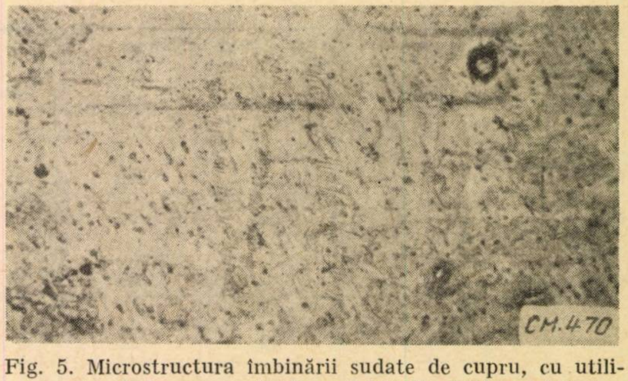


Fig. 5. Microstructura îmbinării sudate de cupru, cu utilizarea sîrmei de cupru aliată cu 3,5 % Si ; 1 %Mn ;1,5 % Sn ; 0,5 %Fe+Zn, ca material de adaos.

c) în cazul sudării cu sîrmă de cupru aliată cu 1% Ag se obţine o cusătură caracterizată printr-un lanţ de pori dispuşi în special la marginea sudurii; ruperea a avut loc în zona de trecere, iar rezistenţa la rupere a fost cuprinsă între 14,7 şi 21 kgf/mm^2;

d) sudurile cele mai bune au fost realizate prin întrebuinţarea sîrmei de adaos, conţinînd 3,5% Si; 1% Mn;1,5% Sn şi 0,5% Fe + Zn. Cusăturile deformate plastic prin ciocănire apar, la controlul X, fără pori, iar la examenul metalografic, cu incluziuni nemetalice fără importanţă. Sudurile ce n-au fost supuse deformării plastice la cald sau la rece prezintă pori izolaţi la controlul X, iar la examenul metalografic, incluziuni mai numeroase de dimensiuni mici (probabil silicaţi).

La toate epruvetele de la punctul *d* supuse la tracţiune, ruperea a avut loc în materialul de bază, în afara zonei de influenţă termică, la un efort de 17,8–27,3 kgf/mm^2.

Din literatura de specialitate citată rezultă că se pot obţine cusături de calitate satisfăcătoare la sudarea în mediu de argon, cu electrod de wolfram, a cuprului dezoxidat, cu un conţinut de maximum 0,020% oxigen, prin utilizarea, ca material de adaos, a sîrmelor de cupru electrolitic, cupru cu argint, cupru cu siliciu.

Sudarea cuprului de calitate Cu. 9, şi Cu. 5, cu un conţinut de oxigen de 0,080%, respectiv 0,100%, în aceleaşi condiţii, duce la rezultate inferioare: cusăturile respective sînt poroase, conţin numeroase incluziuni nemetalice, iar zona de influenţă termică are granulaţie mărită.

Rezultate cu calităţi mai bune ale sudurii au fost obţinute prin întrebuinţarea sîrmei de adaos din cupru aliat cu Si (3,5%); Mn (1%); Sn (1,5%); Fe + Zn (0,5%). Elementele de aliere contribuie la reducerea porozităţilor în sudură prin prezenţa siliciului şi manganului, la eliminarea tendinţelor de formare a fisurilor în cursul sudării (Mn), la reducerea creşterii cristalelor în zona de lîngă cusătură (Si), şi la mărirea rezistenţei şi plasticităţii cusăturilor (Fe).

Aceste calităţi pot fi şi mai mult îmbunătăţite prin deformarea plastică a cordonului de sudură.

Se poate afirma deci că sudarea cuprului în mediu de argon cu electrod nefuzibil este posibilă în două alternative: întrebuinţarea ca material de bază a unui cupru perfect dezoxidat, de calitate Cu E, sau a unei sîrme de aport conţinînd elemente de aliere cu acţiunea indicată mai sus. Ultima alternativă fiind mai uşor de realizat, apare necesitatea reglementării fabricaţiei sîrmei respective pe plan republican.

[1] *Sudasch, E.* Schweisstechnik. München, Carl Hanser, 1959. [2] *Herden, G.* Schweiss-und Schneidtechnik. Halle (Saale), Carl Marhold Verlag, 1960. [3] *Gilde, W.* Das Schweissen der Nichteisenmetale. Berlin, Verlag Technik, 1961. [4] *Paplavko, M.V.* şi *Strijevskaia, L.G.* Sudarea metalelor şi aliajelor neferoase. Bucureşti, I.D.T. 1963. [5] *Cascenko.* Bazele metalurgiei fizice. Bucureşti, Ed. tehnică, 1952. [6] Revista Sudura — Organ oficial al Cercului pentru încurajarea sudurii, nr. 1–2, 1945. [7] Informationsbläten der Gesellschaft für Linde's Eismaschinen A.G. [8] *Guliaev, A.P.* Metalurgia fizică. Bucureşti, Ed. tehnică, 1954. [9]. *Schumann H.* Metalurgie fizică. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962.

CZ 621.791.753

Determinarea conţinutului de hidrogen în metalul depus cu electrozi de sudură

ADOLF MILLION şi ION SURGEANU

Influenţa dăunătoare a hidrogenului dizolvat în suduri este în prezent un fapt necontestat, constituind motivul pentru care, în special pentru sudarea oţelurilor cu rezistenţă mărită, se recomandă aşa-numiţii electrozi cu hidrogen redus.

Lucrări efectuate recent în acest domeniu au pus în evidenţă necesitatea controlării conţinutului de hidrogen în metalul depus cu electrozii de sudură ce se fabrică în ţara noastră, cum şi a celor ce urmează a se elabora în cadrul planului de lărgire a sortimentului în anii următori [1], [2].

Factorul determinant care defineşte calităţile electrozilor folosiţi pentru sudarea electrică a oţelurilor îl constituie învelişul electrozilor. Această constatare se referă şi la conţinutul de hidrogen în metalul cordonului de sudură.

În tabela 1 sînt date cantităţile de hidrogen măsurate în metalul cordonului depus, cu cele patru tipuri principale de electrozi, după diverse date din literatura de specialitate.

Din analiza acestor date comparative reiese că în cadrul unuia şi aceluiaşi tip de electrozi există diferenţe mari între cantităţile de hidrogen măsurate. S-ar putea crede că aceste deosebiri se datoresc exclusiv faptului că în fiecare caz s-au folosit alte mărci de electrozi. În realitate, ele se explică în mare măsură prin lipsa unei metode standard de prelevare a probelor şi de măsurare a cantităţii de hidrogen în metalul cordonului de sudură, diverşi cercetători folosind metode diferite.

Tabela 1

Tipul electrodului	Conținutul de hidrogen, $cm^3/100$ gf							
	[3]	[4]	[5]	[6]	[7]	[8]	[9]	[10]
Mineraloacid	4–16	–	12	8–14	–	20	10–26	26–28
Rutilic	4–22	35–53	12	14–21	21	27	22–34	25–27
Celulozic	8–22	10–18	10	13–14	23	27	28–30	24–30
Bazic	1–4	–	7	3–5	1–5	2	5–20	14–18

Rezultă deci necesitatea adoptării și verificării unei metode de prelevare a probelor care să asigure obținerea unor măsurări repetabile și comparabile

O simplificare esențială a metodei se obține dacă se renunță la determinarea hidrogenului rezidual în suduri. Din punct de vedere practic, determinarea hidrogenului rezidual nu prezintă interes pentru aprecierea proprietăților electrozilor. Măsurări proprii, efectuate în afara cadrului prezentei lucrări, cum și măsurările altor cercetători, au arătat că hidrogenul rezidual în suduri corect executate, lipsite de pori și fisuri, reprezintă 5–10% din cantitatea de hidrogen difuzibil. Prin urmare, practic, ar prezenta interes să se elaboreze o metodă simplă și rapidă de determinare a hidrogenului difuzibil în suduri prin măsurare directă în eudiometru (fig. 1), o biuretă gradată, închisă la capăt, care continuă la capătul opus cu o porțiune mai largă în care se poate așeza epruveta.

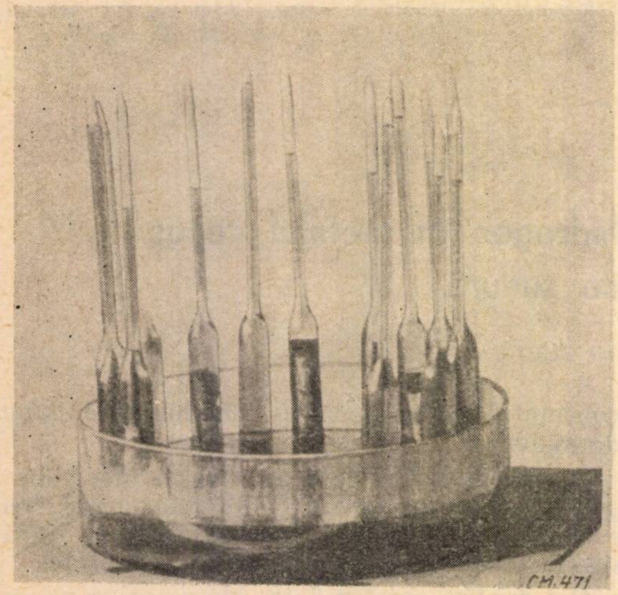


Fig. 1. Eudiometre pentru determinarea hidrogenului difuzibil.

Înainte de introducerea epruvetei, eudiometrul se umple cu alcool etilic (de preferat alcool etilic absolut) și se așază cu gura în jos într-un vas umplut de asemenea cu alcool etilic, astfel ca în interiorul ei să nu pătrundă nici o bulă de aer. Epruveta se introduce în eudiometru prin scufundare în alcool, astfel că hidrogenul eliminat se adună în partea de sus a biuretei gradate.

Pentru prelevarea probelor s-a fixat o epruvetă din oțel moale avînd dimensiunile arătate în figura 2, într-o cochilie de cupru răcită cu apă.

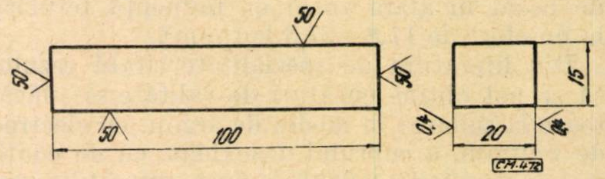


Fig. 2. Epruvete din oțel moale pentru determinarea hidrogenului în metalul depus.

Cochilia de cupru este astfel construită încît epruveta este strînsă cu ajutorul unor brațe cu excentric între plăcile superioare ale cochiliei. Aspectul general al cochiliei este redat în figura 3, înainte (*a*) și după (*b*) fixarea epruvetei. Pe epruveta astfel fixată se depune un cordon de sudură cu un electrod de 4 mm pe toată lungimea ei. După răcire completă, epruveta se scoate din cochilie și se introduce în eudiometru, măsurîndu-se cantitatea de hidrogen difuzibil degajată.

Prin cîntărirea prealabilă și ulterioară se determină cantitatea de metal depus și se găsește astfel concentrația hidrogenului difuzibil, exprimată în $cm^3/100$ gf.

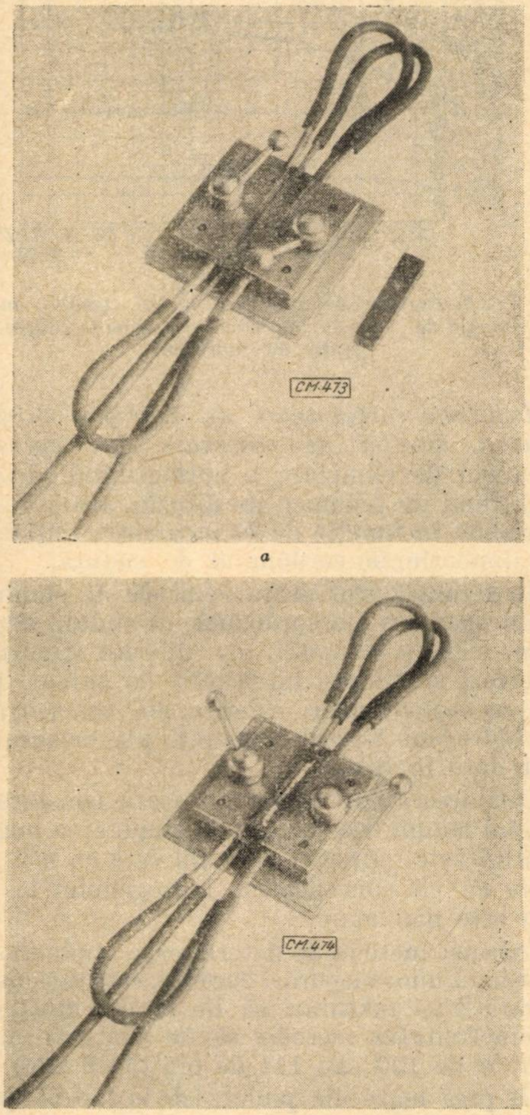
Spre a putea determina condițiile de lucru care trebuie respectate pentru a da metodei caracter de veridicitate și repetabilitate s-au făcut o serie de cercetări. În cele ce urmează se descriu rezultatele acestor cercetări.

Influența intensității curentului de sudare. Intensitatea curentului are influență directă asupra temperaturii băii de metal topit și asupra ciclului termic respectiv. Solubilitatea hidrogenului în metalul lichid crește accentuat. Creșterea temperaturii în coloana arcului electric duce de asemenea la creșterea gradului de disociere a hidrogenului molecular, cum și a vaporilor de apă. Teoretic, se poate deci aștepta o creștere a concentrației hidrogenului o dată cu creșterea curentului de sudare. Experiențele au confirmat aceste presupuneri (fig. 4).

Depunerea s-a făcut cu doi electrozi EL 44 T (curbele *I* și *II*), tăiați fiecare în trei bucăți de cîte 150 mm, și topind din fiecare bucată o lungime de 120 mm, cu intensități diferite de curent. La fel s-a procedat cu un electrod bazic Böhler Fox EV 50.

Spre comparaţie, s-au introdus în figură şi date analoge publicate în prospectele firmei japoneze Yawata, cu privire la electrodul cu hidrogen redus 02 L (BSE 624).

În toate cazurile s-a găsit că intensitatea curentului influenţează direct proporţional cantitatea de hidrogen în metalul depus. Această creştere este cu atît mai accentuată, cu cît cantitatea de hidrogen dezvoltată de electrod este mai mare.



a

b

Fig. 3. Cochilia de cupru înainte şi după aşezarea epruvetei.

Pe baza acestor rezultate s-a hotărît ca în metoda elaborată să se respecte următoarele intensităţi de curent, folosind electrod de 4 mm diametru :

— electrozi acizi şi rutilici 150±5 A;
— electrozi celulozici 130±5 A;
— electrozi bazici 160±5 A.

Influenţa vitezei de sudare. Avînd în vedere că s-a urmărit obţinerea unor date orientative, s-a efectuat următoarea experienţă : un electrod EL 44 de 4 mm diametru a fost tăiat în trei bucăţi avînd lungimea de 80, 140, respectiv 230 mm. Cu aceste bucăţi de electrozi s-au depus pe epruvete cordoane de sudură de 100 mm lungime, cu acelaşi curent de 160 A. Sudînd cu viteze diferite, dar păstrate pe cît posibil constante în cursul depunerii unui cordon, s-a cronometrat timpul de sudare. S-au obţinut astfel trei epruvete cu aceeaşi lungime de cordon, consumînd diferite lungimi de electrod, şi anume : 75, 120, respectiv 170 mm, corespunzător unor durate de sudare de 15, 26, respectiv 38 s.

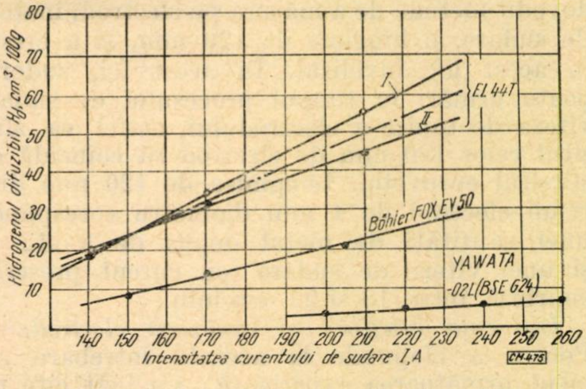


Fig. 4. Influenţa intensităţii curentului de sudare asupra conţinutului de hidrogen în metalul depus.

Măsurînd cantităţile de hidrogen difuzibil degajate din epruvete şi calculînd vitezele de sudare, s-au obţinut rezultatele indicate în figura 5. Aceste experienţe au arătat că prin variaţia vitezei de sudare se obţine o variaţie corespunzătoare a hidrogenului dizolvat în metalul depus.

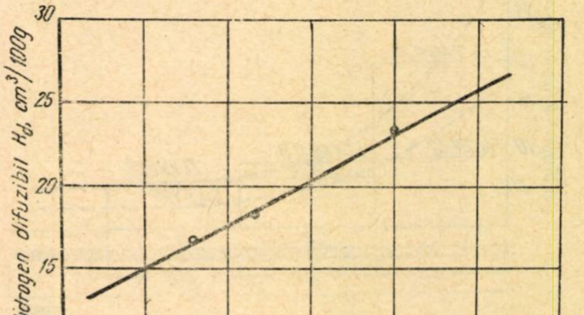


Fig. 5. Influenţa vitezei de sudare asupra conţinutului de hidrogen în metalul depus.

Constatarea este importantă nu atît din punct de vedere cantitativ, cît mai ales calitativ, indicînd că în timpul unor măsurări comparative între diferite sorturi de electrozi viteza de sudare trebuie menţinută pe cît posibil constantă. Se înţelege că, în condiţiile sudării manuale, această cerinţă nu poate fi respectată cu rigurozitate. Cel mai comod şi mai practic mijloc de control pentru viteza de sudare s-a dovedit metoda de a măsura pe electrod, înainte de sudare, o lungime de 120 mm, şi a cresta în acest loc învelişul. În acest fel, sudorul poate urmări în timpul procesului de sudare viteza de topire a electrodului, astfel ca sfîrşitul celor 120 mm de electrod să coincidă cu sfîrşitul epruvetei. Lungimea de 120 mm dintr-un electrod de 4 mm diametru corespunde unei cantităţi de metal depus de 9—12 gf şi unei viteze de sudare (cu curent prescris) cuprinsă între 18 şi 22 cm/min.

Influenţa lungimii şi încălzirii electrodului. Pentru a răspunde la această întrebare s-a făcut următoarea experienţă : s-a luat cîte un electrod ELVMoCB şi Böhler Fox EV 50 şi s-au efectuat, consecutiv, cîte trei probe cu acelaşi regim de sudare (160 A) şi în aceleaşi condiţii de lucru (topind cîte 120 mm din electrod). S-au ales amîndoi electrozii din tipul bazic (unul de fabricaţie I.S.C.T., altul din import), deoarece acest tip este cel mai sensibil la tratamente termice de uscare. Rezultatele obţinute sînt date în figura 6. Punctele obţinute reprezintă valori medii.

Această constatare a dus la necesitatea de a prescrie ca, în cadrul metodei de determinare, fiecare probă să fie executată prin folosirea unui electrod proaspăt, nesupus anterior operaţiei de sudare. De asemenea, dacă la amorsarea procesului de sudare s-a produs lipirea electrodului de epruvetă, se recomandă ca acest electrod să nu mai fie utilizat, ci înlocuit cu un electrod nou.

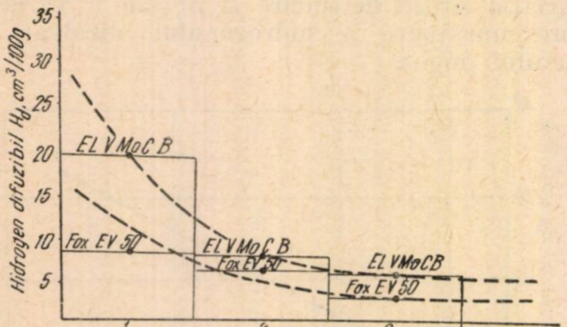


Fig. 6. Conţinutul de hidrogen în metalul depus consecutiv din trei porţiuni diferite ale electrodului.

Rezultate şi mai constante se obţin dacă orice electrod supus experimentării este tăiat în trei bucăţi de cîte 150 mm, fiecare dintre aceste bucăţi servind pentru o determinare. Din cele trei determinări, media valorilor obţinute va caracteriza electrodul utilizat, cu suficientă exactitate.

Tăierea electrodului în bucăţi mai are avantajul important că permite un control mai sigur al lungimii arcului şi al mînuirii corecte a electrodului.

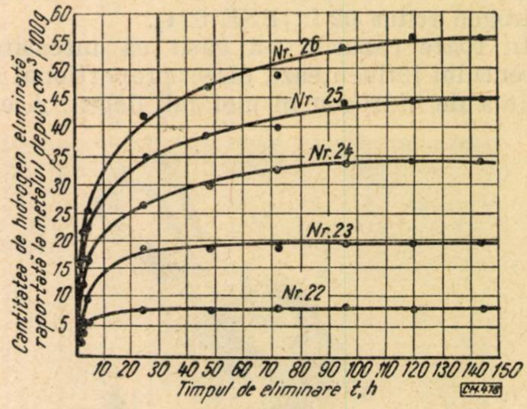


Fig. 7. Curbele de eliminare a hidrogenului, în funcţie de timp,din epruvete cu diferite concentraţii de hidrogen.

Influenţa conţinutului de hidrogen difuzibil asupra duratei de eliminare din epruvetă. Procesul de eliminare a hidrogenului (desorbţia), fiind un fenomen de difuzie, are o durată variabilă în funcţie de concentraţia iniţială şi de dimensiunile cordonului de sudură.

În figura 7 sînt arătate curbele de eliminare a hidrogenului din cordoanele de sudură depuse prin metoda propusă, cu diferite tipuri de electrozi şi diferite intensităţi de curent, pentru a obţine valori diferite ale concentraţiei de hidrogen. Valorile concrete ale măsurărilor sînt date în tabela 2.

Din aceste experienţe se poate constata că timpul minim necesar pentru eliminarea întregii cantităţi de hidrogen difuzibil este cu atît mai mare cu cît concentraţia hidrogenului în cordon este mai mare.

Întrucît metoda de determinare studiată este destinată unor măsurări curente, este raţional ca durata unei măsurări să fie cît mai mică, deci productivitatea metodei să fie cît mai mare. Durata de 120 sau 144 de ore (5—6 zile) este mult prea mare din punctul de vedere al operativităţii. Se pune deci în mod logic problema reducerii ciclului unei măsurări, luînd ca bază citirile efectuate, de exemplu, după 48 h (H_{48}), şi de a găsi prin calcul cantitatea totală de hidrogen difuzibil (H_d).

În acest scop, în figura 8 s-au înscris valorile care indică dependenţa dintre H_d şi H_{48}, găsită în cazul măsurărilor reprezentate în figura 7.

Cum era de aşteptat, nu se obţine o variaţie liniară. Din punct de vedere practic, se poate însă considera că, pe o porţiune mai scurtă din curbă, variaţia este liniară. Astfel, dacă se împarte curba în segmente corespunzătoare lui H_{48}, cuprinse între 0—15, 15—30, 30—40 şi

40—50 cm³/100 gf, se obțin niște drepte ce se exprimă prin ecuația :

$$H_{48} = m \cdot H_d + n.$$

Valorile lui m și n se pot determina pentru fiecare segment, dacă se duc tangentele la curbă în punctele A, B, C, respectiv D.

Cunoscînd prin măsurări directe valorile lui H_{48}, se pot calcula valorile lui H_d din relația :

$$H_d = \frac{1}{m}(H_{48} - n).$$

Tabela 2

Marca electrodului	Regim de sudare			Volumul hidrogenului eliminat la diferiți timpi și concentrația corespunzătoare									Greutatea epruvetei		Greutatea metalului depus, G	H_d	Valori calculate	
	I	U	l	V_1/H_1	V_2/H_2	V_4/H_4	V_{24}/H_{24}	V_{48}/H_{48}	V_{72}/H_{72}	V_{96}/H_{96}	V_{120}/H_{120}	V_{144}/H_{144}	G_1	G_2			H_d	t_d
FOX EV 50	150	24	12	0,30/2,41	0,50/4,00	0,70/5,61	0,95/7,61	1,00/8,02	1,00/8,02	1,00/8,02	1,00/8,02	1,00/8,02	239,29	251,77	12,48	8,02	8,02	33
EL 44 T	140	22	12	0,43/4,44	0,58/6,00	0,98/9,48	1,78/18,4	1,80/18,6	1,80/18,6	1,90/19,65	1,90/19,65	1,90/19,65	234,08	243,75	9,67	19,65	19,10	58
EL 44 T	170	24	12	0,87/8,20	1,27/12,06	1,72/16,33	2,80/26,6	3,15/29,9	3,42/32,5	3,58/34,0	3,58/34,0	3,58/34,0	238,60	249,12	10,52	34,00	33,60	89
EL 44 T	210	28	13	1,35/12,13	1,83/16,45	2,50/22,45	3,88/34,9	4,30/38,65	4,43/39,8	4,85/43,60	4,95/44,5	4,95/44,5	243,89	255,01	11,12	44,50	44,60	111
EL 44 T	210	28	11	1,27/13,75	1,97/21,35	2,35/25,45	3,83/41,5	4,33/46,9	4,53/49,0	4,9/53,2	5,10/55,3	5,10/55,3	232,75	241,98	9,23	55,30	56	134

Observații. Notațiile din tabelă reprezintă următoarele valori : I — intensitatea curentului, A ; U — tensiunea arcului, V ; l — lungimea aproximativă topită din electrod, cm ; V_1 — V_{144} — volumul de hidrogen eliminat la 1 — 144 ore, cm³ ; H_1 — H_{144} — concentrația hidrogenului difuzibil evaporat la cantitatea de metal depus, cm³/100 g ; G_1 și G_2 — greutatea epruvetei înainte, respectiv după depunerea cordonului, gf ; $G = G_2 - G_1$ — cantitatea de metal depus pe epruvetă, gf ; H_d — concentrația de hidrogen difuzibil, cm³/100 g ; t_d — durata minimă la care se elimină toată cantitatea de hidrogen difuzibil, ore.

Tabela 3

Electrod					Curent, A	V_{48}, cm³	G, gf	H_{48}, cm³/100 gf	H_d, cm³/100 gf		Observații
marca	presiunea, at	temperatura de uscare, °C	starea sîrmei	condiții de păstrare					parțial	mediu	
EL 42A	230	170	murdară	ambalat etanș în polietilenă la 2 ore după uscare	150	1,29	8,50	15,29	15,29	14,16	elaborați sub control special
						1,45	10,50	13,80	13,80		
			curată			1,15	8,60	13,40	13,40		
						0,80	9,90	8,08	8,08	8,66	
						0,95	9,85	9,64	9,64		
						0,75	9,10	8,25	8,25		
	180		murdară			1,20	10,25	11,70	11,70	11,27	
						1,20	9,45	12,70	12,70		
						0,85	9,05	9,40	9,40		
						0,75	8,85	8,85	8,45	9,60	
			curată			1,00	9,55	10,48	10,48		
						1,05	10,62	9,88	9,88		
	—	—	—	păstrat 6 luni în magazie		2,15	9,90	21,73	22,70	23,80	din producția curentă
						2,10	9,02	23,30	24,50		
						2,40	10,41	23,05	24,20		

Astfel, pentru cele patru intervale H_{48}, valorile H_d se obțin din următoarele formule:

$H_{48} = 0-15$ cm³/100 gf $H_d = H_{48}$;
$H_{48} = 15-30$ cm³/100 gf $H_d = 1{,}15\ (H_{48}-2)$;
$H_{48} = 30-40$ cm³/100 gf $H_d = 1{,}30\ (H_{48}-4{,}5)$;
$H_{48} = 40-50$ cm³/100 gf $H_d = 1{,}56\ (H_{48}-11)$.

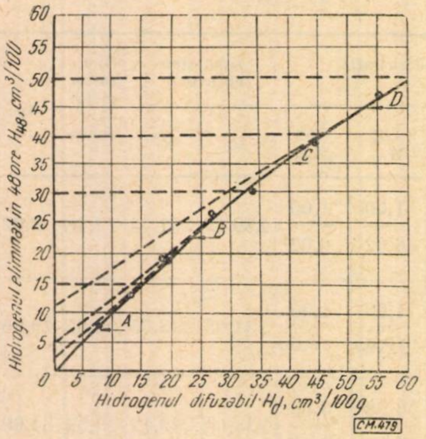


Fig. 8. Dependența dintre cantitatea totală a hidrogenului difuzibil (H_d) și cea eliminată în 48 ore (H_{48}).

În practică, la folosirea unor regimuri de sudare normale, cantitatea de hidrogen difuzibil nu întrece valoarea de 40 cm³/100 gf. De aceea, pentru intervalul $H_{48} = 15-40$ cm³/100 gf, se poate folosi cu suficientă aproximație formula:

$$H_d = 1{,}2\ (H_{48} - 3).$$

În tabela 2, pentru ilustrarea valabilității metodei de calcul propuse, sînt date și valorile calculate ale lui H_d în funcție de valorile măsurate ale lui H_{48}.

Cunoscînd conținutul aproximativ de hidrogen difuzibil, dat de un anumit electrod, se poate determina durata reală de eliminare din epruvetă, deci durata minimă de menținere t_d, a epruvetei în eudiometru necesară pentru eliminarea întregii cantități de hidrogen difuzibil.

În figura 9 sînt reprezentate curbele de eliminare a hidrogenului, admițînd, pe baza rezultatelor experimentale descrise mai sus, că la $H_d = 15$ cm³/100 gf, valoarea lui t_d este de 48 h, iar la $H_d = 60$ cm³/100 gf, $t_d = 144$ h.

În acest caz, considerînd triunghiurile *ABC* și *AED* se poate scrie:

$$\frac{t_d - 48}{144 - 48} = \frac{H_d - 15}{60 - 15},$$

de unde:

$$t_d = 16 + 2{,}13\ H_d.$$

Ultima relație precizează valorile timpului minim de eliminare a hidrogenului difuzibil t_d. Pentru comparație, în tabela 2 sînt date și valorile calculate ale lui t_d pentru probele executate.

Cu metoda descrisă s-au cercetat tipurile principale de electrozi fabricați de I.S.C.T., cum și două tipuri noi aflate în experimentare.

Rezultatele măsurărilor sînt sintetizate în tabelele 3, 4, 5 și 6, în care apare conținutul de hidrogen difuzibil în metalul depus cu electrozi acizi (tabela 3), rutilici (tabela 4), celulozici (tabela 5) și bazici (tabela 6).

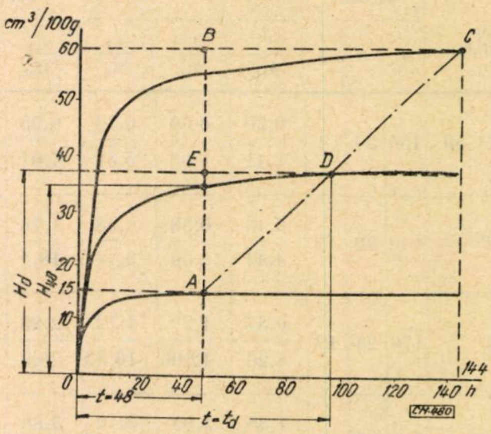


Fig. 9. Schema pentru stabilirea timpului de eliminare a hidrogenului difuzibil (t_d).

În vederea obținerii unor date informative privind influența parametrilor tehnologici de fabricare a electrozilor asupra conținutului de hidrogen în metalul depus, o parte dintre măsurări s-a făcut pe electrozi elaborați în condiții speciale.

Concluzii. Măsurările efectuate au arătat că, în materialul depus cu electrozii de sudură fabricați de I.S.C.T., concentrația de hidrogen se află la nivelul electrozilor de tipuri similare fabricați în străinătate.

Din analiza rezultatelor măsurărilor efectuate rezultă că la electrozii EL 50B s-a putut reduce esențial conținutul de hidrogen prin curățarea vergelelor de sîrmă înainte de presare. Cum se vede din experiența efectuată cu electrodul ELMoB și ELMoCB, ridicarea temperaturii de uscare la 450°C anulează influența dăunătoare a impurităților de pe vergele, prin arderea sau volatilizarea substanțelor respective.

De aici s-ar putea trage concluzia că actualii electrozi bazici ar putea deveni electrozi de hidrogen redus prin ridicarea temperaturii de uscare la 450–500°C. Acest lucru însă nu este posibil practic din mai multe motive: înrăutățirea proprietăților tehnologice ale electrozilor, scumpirea producţiei, suprasolicitarea utilajului de uscare, etc. Pe de altă parte, nu există certitudinea că un electrod uscat în procesul de fabricaţie la 450°C, expus apoi acţiunii umidităţii atmosferice timp îndelungat, îşi recapătă proprietăţile iniţiale prin reuscare la temperatura de 200—250°C, interval de temperaturi care se depăşesc greu la uscarea electrozilor la locul de utilizare.

Tabela 4

Electrod					Curent, A	V_{48}, cm³	G, gf	H_{48}, cm³/100 gf	H_d, cm³/100 gf		Observaţii
marca	presiunea, at	temperatura de uscare °C	starea sîrmei	condiţii de păstrare					parţial	mediu	
EL 44 T	300	170	murdară	ambalat etanş în polietilenă la 2 ore după uscare	150	1,10	8,96	12,37	12,37	11,31	elaboraţi sub control special
						0,90	8,40	10,70	10,70		
						1,02	9,44	10,85	10,85		
			curată			0,91	9,10	10,00	10,00	9,36	
						0,79	9,30	8,50	8,50		
						0,91	9,50	9,58	9,58		
	190—200		murdară			1,43	9,50	15,05	15,05	14,82	
						1,23	8,45	14,56	14,56		
						1,27	8,55	14,85	14,85		
			curată			1,15	10,25	11,22	11,22	11,45	
						1,21	9,70	12,47	12,47		
						0,99	9,20	10,77	10,77		
	—	—	—	păstrat 6 luni în magazie		2,58	9,48	27,20	29,00	28,87	din producţia curentă
						2,75	9,78	28,15	30,10		
						2,75	10,62	25,90	27,50		
EL 48 T	190—200	170	murdară	ambalat etanş imediat după uscare		0,78	9,25	8,43	8,43	9,74	
						1,03	9,65	10,68	10,68		
						1,03	10,20	10,10	10,10		
	—	—	—	păstrat 6 luni în magazie		2,45	10,03	24,40	25,80	26,40	
						2,22	9,02	24,60	26,00		
						2,73	10,60	25,80	27,40		

Tabela 5

Electrod					Curent, A	V_{48}, cm³	G, gf	H_{48}, cm³/100 gf	H_d cm³/100 gf		Observaţii
marca	presiunea, at	temperatura de uscare, °C	starea sîrmei	condiţii de păstrare					parţial	mediu	
EL 44 C	170	140	murdară	ambalat etanş în polietilenă imediat după uscare	130	1,65	9,55	17,28	17,58	18,96	elaboraţi sub control special
						1,67	9,03	18,50	18,97		
						1,80	9,14	19,70	20,35		
		110				1,95	10,60	18,40	18,88	20,71	
						2,10	10,20	20,60	21,40		
						2,05	9,76	21,00	21,85		
	—	—	—	păstrat 6 luni în magazie		2,67	9,75	27,38	29,15	31,97	din producţia curentă
						2,95	9,67	30,50	33,80		
						2,70	9,04	29,83	32,95		

La elaborarea unor sorturi de electrozi cu hidrogen redus trebuie plecat de la premisa ca temperatura maximă de uscare în procesul de

Tabela 6

Electrod					Curent, A	V_{48}, cm³	G, gf	H_{48}, cm³/100 gf	H_d, cm³/100 gf		Observaţii
marca	presiunea, at	temperatura de uscare, °C	starea sîrmei	condiţii de păstrare					parţial	mediu	
EL 50 B	290	400	murdară	ambalat etanş în polietilenă la 2 ore după uscare	160	1,11	10,45	10,60	10,60	10,23	elaboraţi sub control special
						0,95	10,65	10,22	10,22		
						0,90	10,95	9,85	9,85		
	170—190		curată			0,38	10,70	4,06	4,06	4,10	
						0,42	10,95	3,84	3,84		
						0,40	10,98	4,39	4,39		
			murdară			1,20	10,80	11.10	11,10	11,31	
						1,25	9,90	12,38	12,38		
						0,95	11,00	10,45	10,45		
			curată			0,72	10,90	6,60	6,60	5,43	
						0,50	10,60	4,72	4,72		
						0,52	10,50	4,95	4,95		
	—	—	—	păstrat 6 luni în magazie		2,35	10,85	21,61	22,55	24,58	din producţia curentă
						2,53	10,22	24,77	26,15		
						2,40	10,08	23,80	25,05		
EL Ms B	300	290	murdară	ambalat etanş în polietilenă la 2 ore după uscare		1,00	9,70	10,30	10,30	11,89	elaboraţi sub control special
						1,25	10,05	12,44	12,44		
						1,35	10,45	12,92	12,92		
		450				0,17	10,55	1,61	1,61	1,78	
						0,15	9,55	1,57	1,57		
						0,22	10,15	2,16	2,16		
EL Mo B		290	murdară			0,75	10,43	7,20	7,20	7,83	elaboraţi sub control special
						0,87	10,20	8,54	8,54		
						0,83	10,58	7,85	7,85		
				păstrat 6 luni în magazie		1,65	9,38	17,58	17,90	16,72	din producţia curentă
						1,67	10,59	15,78	15,83		
						1,80	11,02	16,30	16,44		
EL Mo CB	300	290	murdară	ambalat etanş în polietilenă la 2 ore după uscare		0,93	10,65	8,74	8,74	9,38	elaboraţi sub control special
						0,90	9,90	9,10	9,10		
						1,05	10,20	10,30	10,30		
		450				0,08	10,08	0,79	0,79	1,01	
						0,13	10,15	1,28	1,28		
						0,10	10,30	0,97	0,97		
	—	—	—	păstrat 6 luni în magazie		1,97	10,83	18,29	18,73	19,43	din producţia curentă
						2,05	10,73	19,10	19,66		
						1,95	10,11	19,30	19,90		
EL 42 B Fe	260	300	murdară	ambalat etanş în polietilenă imediat după uscare		0,13	12,20	1,06	1,06	1,36	elaboraţi sub control special după reţetă experimentală
						0,18	11,75	1,69	1,69		
						0,15	11,25	1,33	1,33		
	360	450	curată			0,05	11,16	0,48	0,48	0,54	
						0,08	11,20	0,71	0,71		
						0,05	11,71	0,43	0,43		
EL 48 1-31B	280	290	murdară			0,30	11,90	2,52	2,52	2,62	
						0,12	9,90	1,21	1,21		
						0,47	11,40	4,12	4,12		
		450				0,10	11,90	0,84	0,84	0,75	
						0,10	12,15	0,82	0,82		
						0,07	11,85	0,59	0,59		

fabricare a electrozilor să nu depăşească circa 300°C.

Pentru a realiza această condiţie este necesar să se studieze tipuri speciale de învelişuri pentru electrozi cu hidrogen redus.

Tipurile experimentale EL 42BFe şi EL48 1—31B satisfac condiţiile unor electrozi cu hidrogen redus.

[1] *Million, A.* Studiul proceselor de distribuţie a hidrogenului în îmbinările sudate ale oţelurilor carbon şi slab aliate. Disertaţie, dec 1963. [2] *Petrov, G. L.* şi *Million, A.* Contribuţii- la studiul influenţei difuziei hidrogenului asupra ormării fisurilor în îmbinări sudate. În : Studii şi cercetări de metalurgie, tom. **9**, nr. 2, 1964, p. 252—274. [3] *Cottrell, C. L. M.* Hydrogen — barrier to welding proces. În : British Welding Journal, vol. **1**, nr. 4, 1954, p. 167—176. [4] *Christensen, H.* şi *Rose, R.* Hydrogen in mild steel deposits. În : British Welding Journal, vol. **2**, nr. 12, 1955, p. 550—558. [5] *Erdmann-Jesnitzer, F.*, *Klans, N.* şi *Miller, B.* Extrem grobe Fleckenbildung in dauer zugschwell beanspruchten Schweissverbindungen unlegierter Kohlenstoffstahle. In : Schweisstechnik, vol. **6**, nr. 5, 1956, p. 133—139. [6] *Blake, P. D.* Hydrogen contents of mild steel deposits. In : British Welding Journal, vol. **4**, nr. 3, 1957, p. 146—154. [7] *Blake, P. D.* Measurements on the diffusible residual and total hydrogen. In : British Welding Journal, vol. **5**, nr. 6, 1958, p. 272—281. [8] *Valenti, V. O.* Influence du taux de travail sur la formation des oeils de poisson dans le métal déposé. In : Soudage et techniques connexes, vol. **13**, nr. 9/10, 1959, p. 373—380. [9] *Klauze, F.* Zawartosc wodorodu w stropiwi niektorych electrod produkcji krajowej i zagranicznej. In : Przegald spawalnictwo, vol. **11**, nr. 6, 1959, p. 154—158. [10] *Hummitzsch, W.* şi *Dittrich, S.* Ermittlung von Rissen und von Wasserstoff in niedriglegierten Schweissen unmittelbar nach ihrer Kratehung. In : Schweissen und Schneiden, vol. **14**, nr. 3, 1962, p. 97—104.

CD 621.791.753

La détermination de la teneur en hydrogène du métal déposé à l'aide des électrodes de soudage

ADOLF MILLION ET ION SURGEANU

On décrit la méthode de détermination du hydrogène dans le métal déposé à l'aide des électrodes de soudage fabriqués par l'entreprise „Industria Sîrmei" — Cîmpia Turzii. La méthode est essentiellement simplifiée par rapport à celle qui a été recommandée par l'I.I.S. (*déc.31.15—8—58*), *du fait que l'on a renoncé à l'extraction dans le vide et que l'on a augmenté le poids de l'épreuve, ce qui facilite la détermination du hydrogène diffusible dans l'eudiomètre.*

On donne les résultats des recherches concernant l'influence de certains paramètres du soudage (*l'intensité du courant, la vitesse du soudage, la longueur et le chauffage de l'électrode*) *sur la quantité d'hydrogène dissoute dans le métal du cordon, et on indique la manière de réduire leur influence sur les mesurages: on limite le courant à 150 A pour les électrodes acides et rutiliques, 130 A pour les électrodes à cellulose, et 160 A pour les électrodes basiques, en admettant un écart de* ±*5A*; *la vitesse du soudage est contrôlée en marquant au préalable une longueur de 120 mm sur l'électrode déposé sur une éprouvette de 100 mm*; *un régime uniforme du chauffage est obtenu en coupant l'électrode en trois morceaux de 150 mm, dont chacun sert pour une détermination* (*la moyenne des déterminations caractèrise l'électrode*).

On réduit la durée de la détermination : on n'attend pas l'élimination totale de l'hydrogène diffusible (H_d), *qui peut durer 5—6 jours, mais on abrège l'opération en prenant comme base la quantité d'hydrogène éliminée en 48 h* (H_{48}).

Les résultats des mesurages sont donnés dans des tableaux où l'on peut trouver en même temps des précisions sur la force de pressage de l'enveloppe, la température de séchage, la propreté du fil métallique, les conditions de conservation et d'emballage.

Les auteurs présentent aussi les résultats des expériences exécutées avec deux types d'électrodes, quand la teneur en hydrogène dans le métal déposé est moindre. Cette teneur est de 1,36, respectivement 2,63 cm³/100g, ce qui s'inscrit dans les limites admissibles (*3 cm³/100 g*).

CZ 621.791.92:669.36:621.24–254.64

Placarea prin încărcare cu cupru a butucilor pentru hidroagregate

MIRCEA CONTOR

Fabricaţia hidroagregatelor de 7,5, 11,5 şi 22,5 MW în cadrul U.C.M.–Reşiţa a ridicat o serie întreagă de probleme tehnice. Astfel, în domeniul sudării, pe lîngă întocmirea unor tehnologii speciale menite să reducă la minimum deformaţiile la ansamblurile complet sudate, a apărut şi necesitatea placării cu cupru a unor piese mari, avînd ca metal de bază oţel turnat (50 kgf/mm^2).

La hidrogeneratorul de 11,5 MW, de exemplu, subansamblul în cauză este reprezentat de un butuc masiv de legătură între steaua polară şi arborele hidrogeneratorului, avînd o greutate de peste 12 tf. În figura 1 apare butucul cu cele două părţi inelare interioare şi cu partea frontală, ce trebuiau acoperite cu cupru pentru a se evita apariţia fenomenului de electrocoroziune între arbore şi butuc, în stare fretată, precum şi în scopul realizării unei legături mai elastice între aceleaşi subansambluri prin intermediul celor două inele de cupru interioare.

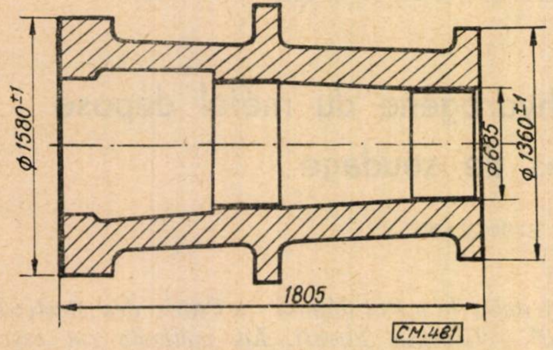


Fig. 1. Butucul hidrogeneratorului de 11,5 MW — părţile cuprate.

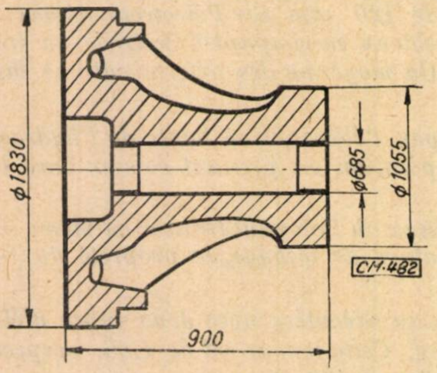


Fig. 2. Butucul axial al turbinei hidraulice de 22,5 MW.

În figura 2 se arată porţiunile acoperite cu cupru la un butuc axial aparţinînd hidroagregatului de 22,5 MW.

La început, a fost studiată alternativa acoperirii cu ajutorul procedeului oxiacetilenic. Datorită conductibilităţii termice mari a cuprului, cu o comportare capricioasă la sudare, era necesară în cadrul acestui procedeu o preîncălzire a piesei pînă la 500–600°C, care trebuia apoi menţinută tot timpul operaţiei de încărcare, circa 600 de ore.

Era de asemenea necesară realizarea unui cuptor special pentru încălzirea cu mangal sau cu gaz metan a butucului, avînd în partea inferioară un dispozitiv cu role pentru rotirea acestuia la acoperirea celor două porţiuni inelare interioare (fig. 3).

Datorită vitezei mari de propagare a căldurii prin cupru la locul de sudare, pentru a se atinge temperatura de topire şi a se face legătura cu metalul de bază, încărcarea trebuia făcută de doi sudori lucrînd concomitent, cu toată preîncălzirea întregului butuc. Astfel, unul trebuia să realizeze o încălzire locală suplimentară la 900–1 000°C, avînd suflaiul decalat puţin înaintea celui de-al doilea, care executa încărcarea propriu-zisă.

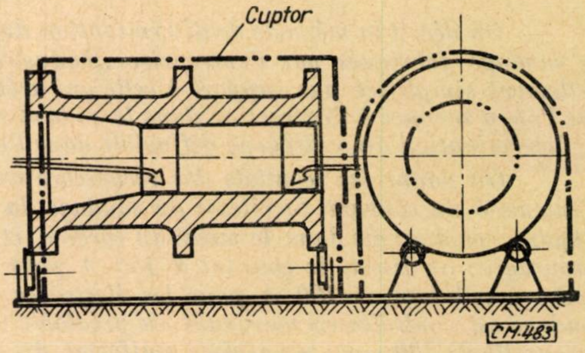


Fig. 3. Alternativa cuprării oxiacetilenice manuale cu preîncălzire.

Pe lîngă cele arătate, procedeul de încărcare oxiacetilenic mai prezintă şi alte complicaţii: acces incomod, în special la unul din inelele interioare, situat la 900 mm de la suprafaţa frontală; greutate apreciabilă datorită înălţimii de 12 mm cupru ce trebuie depusă; utilizarea unor cantităţi mari de materiale pentru încălzire şi sudare (oxigen, carbid, gaz metan etc.).

Analizînd neajunsurile şi complicaţiile inerente metodei oxiacetilenice, s-a hotărît studierea şi aplicarea metodei de acoperire automată sub flux.

În acest sens au fost realizate două dispozitive pentru rotire, cu antrenare electrică comună printr-un sistem de cuplare. Dispozitivele au o construcţie simplă, unul asigurînd rotirea butucului în jurul axei longitudinale, butucul fiind în poziţie orizontală, celălalt permiţînd rotirea butucului în poziţie verticală, în vederea încărcării cu cupru a suprafeţei frontale.

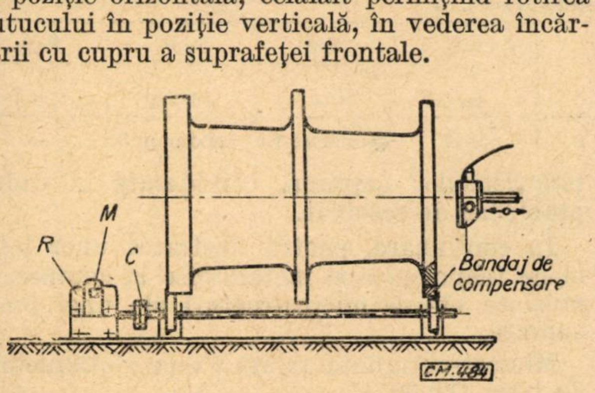


Fig. 4. Dispozitiv cu montură pentru cuprarea interioară circulară a butucului hidrogeneratorului de 11,5 MW.

Pentru ambele dispozitive s-a prevăzut un singur sistem de antrenare compus dintr-un electromotor de curent continuu cu reductor, mişcarea fiind transmisă rolelor speciale purtătoare pe care se aşază butucul.

Cîmpul de variaţie a vitezelor periferice ($D_{med} = 800$ mm), realizat prin intermediul unui reostat, a fost stabilit pentru a se încadra între 10 şi 30 m/h, interval care cuprinde cele mai frecvente viteze necesare la sudarea circulară sub flux.

În cadrul metodei a fost utilizat, atît pentru cuprarea circulară interioară, cît şi pentru încărcarea părţii frontale, capul automatului de sudat Kjelberg, cu o prelungire specială, funcţionînd cu curent continuu, cu polaritate inversă. Ca flux s-a utilizat UM-90, depunîndu-se pe un butuc circa 300 kgf cupru electrolitic.

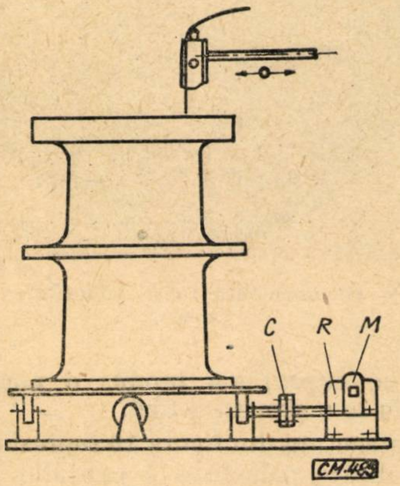
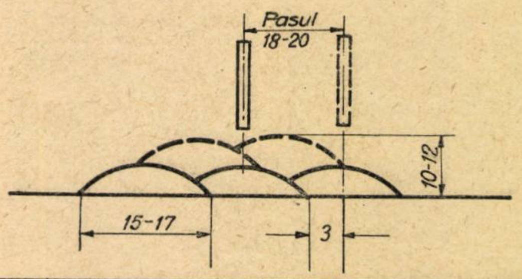


Fig. 5. Dispozitiv cu montură pentru cuprarea frontală a butucului hidrogeneratorului de 11,5 MW.

În figura 4 este reprezentat butucul pe dispozitivul de rotire, în poziţie orizontală, pentru acoperire interioară, iar în figura 5 se arată butucul pe dispozitiv, în poziţie verticală, în vederea acoperirii frontale.

S-au întîmpinat unele greutăţi privind utilizarea fluxului sticlos UM-90. Acesta, fiind un flux destinat sudării automate a oţelurilor carbon obişnuite, asigură o depunere cu bună legătură la prima trecere (cupru pe oţel), înrăutăţindu-se însă condiţiile de legătură la a doua trecere (cupru pe cupru), datorită neconcordanţei dintre viteza de reacţie fizico-chimică în procesul de sudare, determinată de temperatura de fuziune ridicată a fluxului (în comparaţie cu viteza de răcire a băii) şi de temperatura de cristalizare relativ joasă a cuprului.

Deoarece la fabricaţia primei turbine hidraulice de 11,5 MW nu se dispunea încă de un flux adecvat pentru sudarea cuprului, s-a realizat cuprarea butucilor rotor-generator printr-o singură trecere, evitîndu-se astfel cordoane de cupru suprapuse.



Diametrul electrodului, mm	Curentul, A	Tensiunea, U	Viteza de sudare, m/h	Viteza electrodului, m/h	Lăţimea cordonului, mm
4	400	33-38	15	100	15-17

CM.485

Fig. 6. Depunerea cordoanelor la cuprarea automată a butucilor.

S-au realizat apoi o serie de încercări şi experimentări asupra fluxului spongios AN-60, recomandat în literatura de specialitate pentru viteze de sudare mari [1].

Folosind această proprietate a fluxului AN-60, la care se mai adaugă şi avantajul unei greutăţi specifice reduse în comparaţie cu fluxul UM-90, au fost obţinute rezultate bune atît la depunere de cupru pe oţel, cît şi la straturi suprapuse de cupru.

Compoziţia chimică a celor două fluxuri utilizate apare în tabela 1.

La utilizarea fluxului AN-60 s-a remarcat şi o îmbunătăţire radicală a calităţii cordoanelor depuse, în special la a doua trecere (cupru pe cupru), putîndu-se realiza o masă compactă fără pori, cu legătură bună între cordoane şi aspect corespunzător.

Înălţimea de 10—12 mm a stratului de cupru depus a fost realizată apoi prin două treceri.

Depunerea cordoanelor şi regimul de sudare respectiv sînt arătate în figura 6.

Tabela 1

Flux	Compoziţia chimică, %							
	SiO_2	MnO	MgO	CaO	CaF_2	FeO	Al_2O_3	Fe_2O_3
UM-90	32−35	27−30	0,7−1,0	8−10	4−6	—	16−20	2−4
AN-60	42−46	37−40	0,5−3	3− 8	5−7	maximum 1,5	maximum 5	—

Urmărind comparativ variaţia procentuală a cuprului şi a fierului în metalul depus la cele două treceri, s-au înregistrat următoarele rezultate :

— în metalul depus la prima trecere (cupru pe oţel), cuprul reprezintă circa 85−87%, iar conţinutul de fier variază între 12 şi 14%, cu cantităţi neglijabile de Sn şi Pb ;

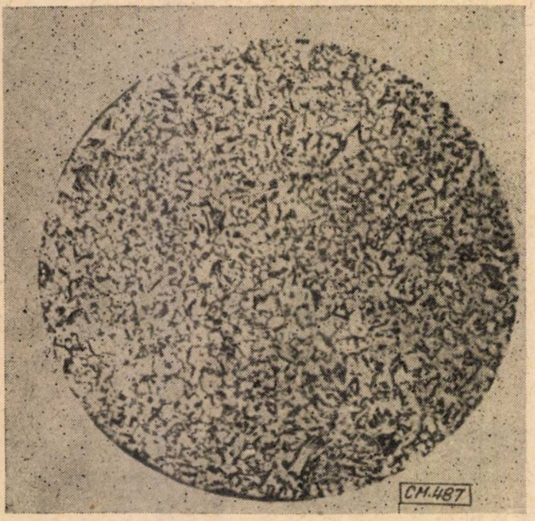


Fig. 7. Microstructura metalului de bază OT-50 (×100).

— în metalul depus la a doua trecere (cupru pe cupru), cuprul reprezintă 95−98%, iar conţinutul de fier numai 2−5%, conţinut considerat că nu mai influenţează negativ asupra proprietăţilor cuprului, considerate în cadrul problemei de rezolvat.

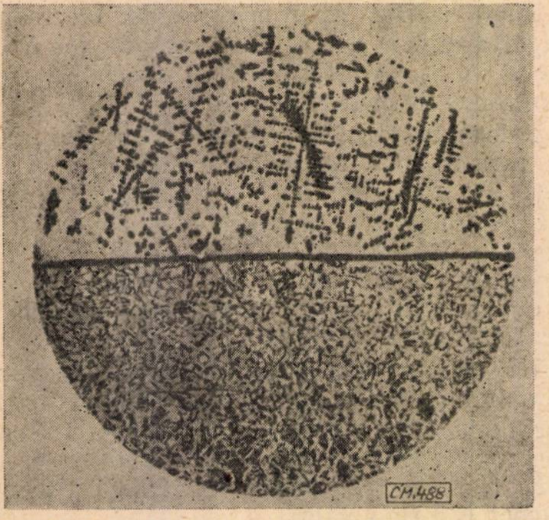


Fig. 8. Microstructura cu zona de trecere oţel-cupru (×100).

În continuare, pentru ilustrarea unor fenomene tehnologice şi metalurgice la cuprare, se prezintă cîteva microstructuri ale unei probe cuprate.

Microstructura din figura 7 reprezintă metalul de bază OT-50.

Microstructura din figura 8 reprezintă metalul de bază cu linia de trecere spre cupru. Aici, spre zona de trecere în metalul de bază, se observă o micşorare a cristalelor, generată de pierderea mai accentuată a căldurii prin zona cuprată. În cupru se observă zona de recristalizare dendritică, produsă de cupru la a doua trecere.

Microstructura din figura 9 indică zona influenţată termic, unde la cea de a doua trecere (cupru pe cupru) s-a produs o normalizare, obţinîndu-se o structură fină.

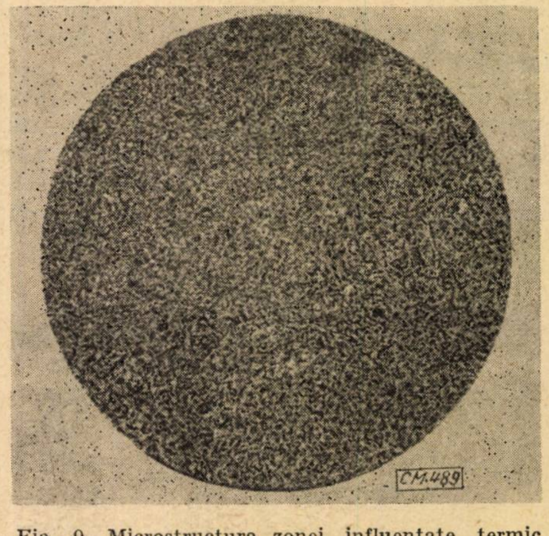


Fig. 9. Microstructura zonei influenţate termic (×100).

Microstructura din figura 10 reprezintă forma de cristalizare poliedrică a cuprului, obţinută la a doua trecere, datorită vitezei mari de răcire la suprafaţă.

Prin aplicarea metodei de cuprare automată sub flux, în comparaţie cu metoda manuală, timpul necesar pentru cuprarea unui butuc, la temperatura ambiantă (fără preîncălzire), a fost redus la 85 ore tehnologice.

În acelaşi timp a fost înregistrată o eficienţă economică de 10 560 lei pentru fiecare butuc cuprat prin această metodă.

În urma soluţionării problemei prin metoda prezentată, au fost întreprinse o serie de experimentări în vederea trecerii la cuprarea automată sub flux cu bandă.

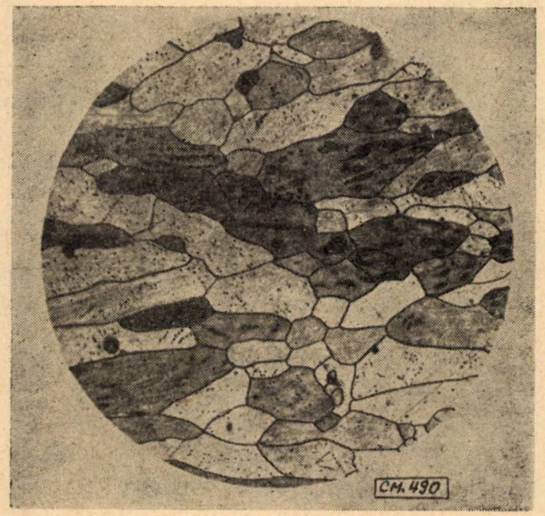
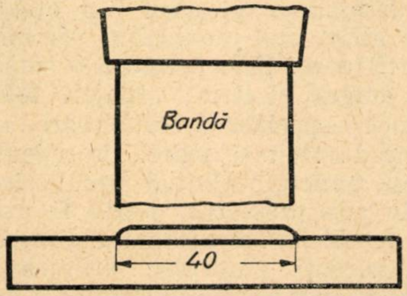


Fig. 10. Microstructura metalului depus (Cu) la a doua trecere (×100).

Prin trecerea la cuprarea cu bandă s-au urmărit: reducerea numărului de cordoane la cuprare; evitarea cordoanelor suprapuse; micşorarea zonei de întrepătrundere a metalului depus în metalul de bază, în special la prima trecere (cupru pe oţel).



Dimensiunea benzii, mm	Intensitatea I_s	Tensiunea U_0	Tensiunea U_s	Viteza de sudare, m/h	Viteza benzii, m/h	Înălţimea cordonului, mm
30×0.5	400	65	35-38	10	130	6-7

CM.491

Fig. 11. Sistemul de antrenare a benzii la încărcare automată.

La experimentarea cuprării cu bandă a fost utilizat un dispozitiv special de avans al benzii, arătat în figura 11 şi adaptat la capul automatului de sudat Kjelberg, utilizînd o bandă de 30×0,5 mm şi curent continuu cu polaritate inversă.

Forma, dimensiunile cordonului, precum şi regimul stabilit la încărcarea cu bandă utilizînd flux AN-60 sînt prezentate în figura 12.

Prin aplicarea procedeului de cuprare cu bandă, aşa cum reiese de fapt şi din figura 13, unde se arată o macrostructură comparativă, se obţin unele avantaje faţă de cuprarea cu electrod obişnuit de secţiune circulară.

În figura 13 (jos), se arată macrostructura unei probe cuprate cu electrod de 4 mm diametru, în două treceri suprapuse pe oţel, distingîndu-se zonele de întrepătrundere la fiecare trecere. În figura 13 (sus) se vede macrostructura unei probe cuprate cu bandă (30×0,5 mm) printr-o singură trecere, cu o lăţime de aproximativ 40 mm şi înălţimea de 6—7 mm, avînd o pătrundere în metalul de bază de 0,5—2 mm.

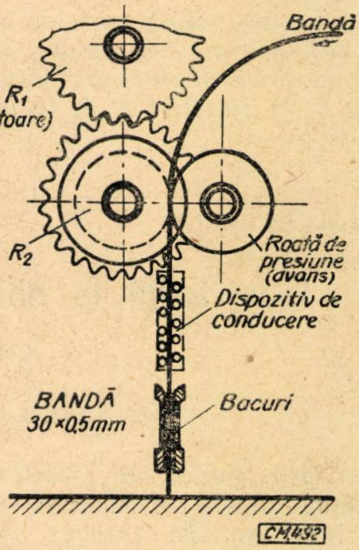


Fig. 12. Încărcare automată sub flux cu bandă de cupru.

În felul acesta, cuprarea automată cu bandă permite depunerea unor cordoane cu o lăţime mai mare, fără a mai fi necesară suprapunerea lor pe verticală, îmbunătăţindu-se astfel calitatea depunerii, reducîndu-se timpul efectiv de sudare şi rezultînd o eficienţă economică corespunzătoare.

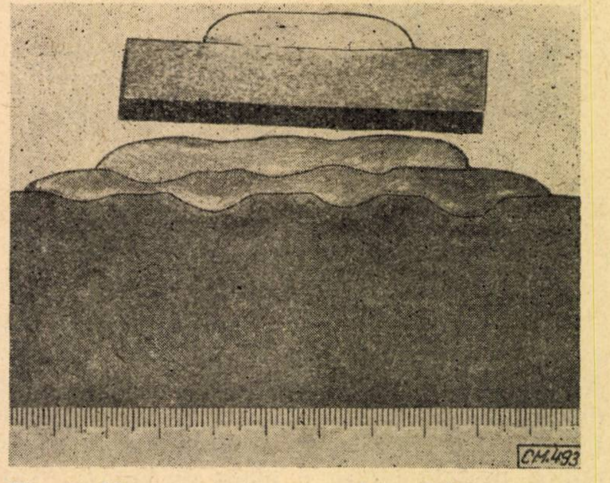


Fig. 13. Macrostructură comparativă privind cuprarea cu electrod de secţiune circulară şi cuprarea cu bandă.

---

[1] *Şmilovici, M.* şi *Million, C.* Îndrumător pentru îmbinări sudate. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962. [2] Listoc tehnicescoi informaţii. În: Svarocinoe proizvodstvo, nr. 1, (82).

CD 621.791.92: 669.36 ? 621.24–254.63

Le placage par chargement à cuivre des moyeux pour hydroagrégats

MIRCEA CONTOR

Dans la première partie de l'article, l'auteur présente le procédé du cuivrage oxyacétylénique et l'alternative du cuivrage automatique sous flux, d'après les expériences effectuées par les usines de construction mécanique de Reşiţa, ainsi que les dispositifs réalisés pour le cuivrage horizontal et frontal sous flux des moyeux.

On montre ensuite certains aspects économiques comparatifs du cuivrage manuel ou automatique, en utilisant, pour le dernier, le fil d'addition à section circulaire et à plate-bande.

Pour illustrer plusieurs phénomènes technologiques et métallurgiques du chargement, on donne des photos de la structure et de la formation de la zone cuivrée, pour le chargement à fil et à plate-bande.

CZ 621.791.75.053.3 :621.884

Contribuţii la nituirea prin sudare în mediu de argon cu electrod de wolfram

DĂNILĂ BOTH, STELIAN NEGOIŢESCU şi TĂNASE MOLDOVAN

Sudarea prin puncte a pieselor din tablă reprezintă una dintre metodele cele mai productive de îmbinare. În prezent, sudarea prin puncte se poate realiza prin mai multe procedee.

Sudarea electrică prin presiune, ambele feţe ale piesei fiind accesibile, se poate realiza cu două cuie de contact.

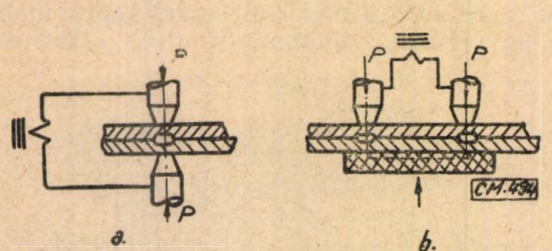


Fig. 1. Sudarea prin puncte cu două cuie de contact :
a – aplicate pe feţele opuse ale piesei ; *b* – aplicate pe aceeaşi faţă a piesei.

Dacă piesele de sudat, din cauza formei şi dimensiunilor, sînt accesibile numai dintr-o singură parte, este necesar să se aplice cuiele de contact pe aceeaşi faţă a piesei (fig. 1,*b*). Pentru a nu se micşora curentul de sudare se aplică pe faţa opusă o placă de cupru. Avantajul acestei soluţii constă în faptul că se pot obţine simultan două puncte sudate, însă necesitatea de a aplica o placă de cupru limitează domeniul de folosire a procedeului.

În cadrul procedeului de sudare prin puncte cu utilizarea arcului electric, arcul este întreţinut fie între un electrod fuzibil şi piesa de sudat, arcul fiind acoperit cu un flux (fig. 2) sau cu un gaz protector, fie între un electrod nefuzibil, de exemplu, wolfram şi piesă (fig. 2, *b*), arcul şi metalul topit fiind protejate de un mediu gazos inert (argon, heliu etc.).

Sudarea electrică prin presiune poate fi aplicată la îmbinarea pieselor din oţel carbon, oţel slab aliat, oţel inoxidabil, precum şi din metale neferoase. Este necesară o sursă puternică de curent electric ; utilajele folosite au o construcţie specială şi costisitoare, asigurînd însă o productivitate mare. Procedeul de sudare prin puncte, folosind arcul electric în mediu de gaz protector, poate fi utilizat la sudarea metalelor menţionate. Procedeul nu necesită curenţi puternici, utilajele folosite fiind cele obişnuite. Productivitatea este mai scăzută decît în cazul sudării electrice prin presiune.

Pentru sudarea prin puncte, folosind un electrod de wolfram şi mediu de argon, s-a conceput şi executat un pistolet special.

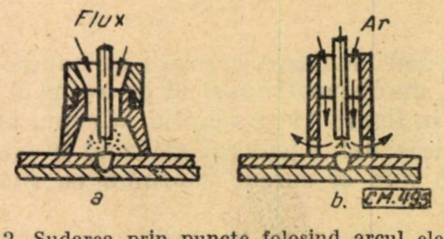


Fig. 2. Sudarea prin puncte folosind arcul electric :
a – acoperit prin flux ; *b* – în mediu de gaz protector.

Sudarea prin puncte în mediu de argon cu electrod de wolfram este un procedeu de sudare la care arcul electric se menţine între piesă şi un electrod (fig. 2, *b*). Căldura arcului produce topirea locală a tablelor suprapuse într-un mediu comun protejat de gazul inert. Schema

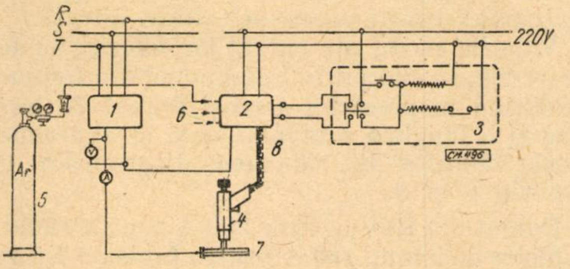


Fig. 3. Schema de montaj a instalaţiei de sudare:

1 – sursa de curent; *2* – cutia de comandă cu ionizatorul; *3* – releul de timp cu contactorul; *4* – pistoletul de sudare; *5* – butelia de argon; *6* – intrarea şi ieşirea apei de răcire; *7* – piesa de sudat; *8* – tubul flexibil.

instalaţiei folosite la sudare este reprezentată în figura 3.

Instalaţia este formată din mai multe elemente componente:

— sursa de curent la sudarea oţelurilor este un generator de curent continuu GES-350 care, datorită unor legături speciale, are o caracteristică rigidă;

— cutia de comandă cu ionizator se foloseşte la racordarea circuitelor de apă de răcire şi argon la pistoletul de sudare. Ionizatorul este un oscilator de înaltă frecvenţă (0,5—2 MHz) a avînd o tensiune de 5 000 V şi care serveşte la amortizarea arcului de sudare;

— releul de timp şi contactorul de curent permit reglarea duratei de încălzire între 0 şi 6 s; pentru conectarea şi întreruperea curentului de sudare se foloseşte un contactor comandat de către sudor la conectare şi de un releu de timp la deconectare;

— pistoletul de sudare (fig. 4) permite fixarea electrodului de wolfram, reglarea brută şi fină

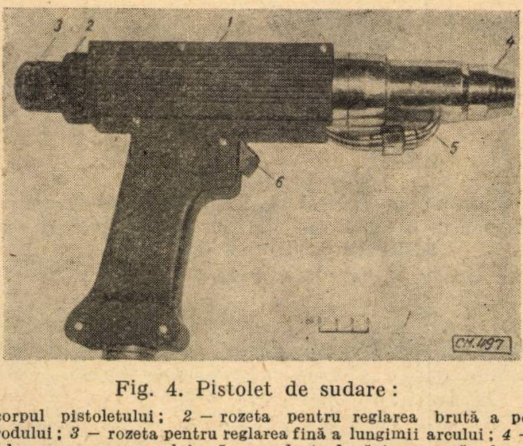


Fig. 4. Pistolet de sudare:

1 – corpul pistoletului; *2* – rozeta pentru reglarea brută a poziţiei electrodului; *3* – rozeta pentru reglarea fină a lungimii arcului; *4* – ajutajul de curgere a argonului; *5* – conducta de răcire cu apă; *6* – buton de conectare.

a poziţiei electrodului în pistolet; pistoletul se prinde uşor cu una sau două mîini şi se apasă asupra tablelor în timpul sudării (greutatea lui este de 2,25 kgf.)

Deoarece curentul de sudare depăşeşte 200 A, pentru a se evita încălzirea pistoletului, acesta este răcit cu apă. Curentul maxim pentru care a fost dimensionat pistoletul este de 300 A. Electrodul de wolfram folosit are diametrul de 4 mm, iar la vîrf de 3,25 mm. Orificiul de curgere a argonului are 18 mm diametru.

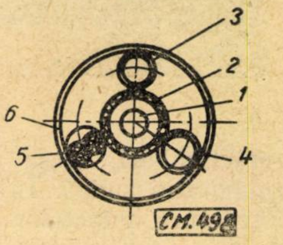
Un tub flexibil reuneşte toate conductele care merg la pistolet, lungimea sa fiind de 3,5 mm. În figura 5 apare o secţiune prin acest tub. Pentru a se reduce greutatea tubului şi a-l face mai flexibil, cablul de aducere a curentului la pistolet are secţiunea de 16 mm² şi este răcit cu apă, aceeaşi apă răcind şi ajutajul pistoletului.

Circuitul de gaz cuprinde butelia de argon, reductorul de presiune, debitmetrul şi tuburile de cauciuc pentru legătură.

După reglarea instalaţiei pentru parametrii aleşi se orientează axul pistoletului normal pe planul tablei şi se apasă asupra tablei superioare, pentru a asigura un contact bun între table. Sudarea începe apăsînd butonul de comandă al pistoletului, care deschide orificiul de curgere a argonului, apoi se închide circuitul de sudare şi se aprinde arcul dintre electrod şi piesă. După un timp stabilit anterior, releul de timp va deconecta sursa de curent, întrerupînd procesul de sudare.

Fig. 5. Secţiunea transversală a tubului flexibil:

1 – cablu de aducere a curentului; *2* – tub de cauciuc pentru aducerea apei de răcire; *3* – tub pentru evacuarea apei de răcire; *4* – tub pentru aducerea argonului; *5* – cablu bifilar pentru comanda instalaţiei; *6* – tub flexibil din oţel.



Încercările făcute cu instalaţia de sudat prin puncte în mediu de argon cu electrod de wolfram au avut drept scop stabilirea regimurilor de lucru pentru sudarea prin puncte a tablelor subţiri din oţel inoxidabil şi a tablelor din oţel carbon decapate, precum şi stabilirea rezistenţei sudurilor obţinute. Tablele încercate au avut o grosime cuprinsă între 1 şi 2 mm.

Deoarece rezistenţa unui punct sudat este influenţată de parametrii de bază ai regimului de sudare (curentul de sudare, durata de încălzire şi lungimea arcului) şi fiindcă interdependenţa acestor parametri nu a fost cunoscută în măsură suficientă, a fost necesară stabilirea condiţiilor în care se pot realiza suduri de calitate, studiind-se influenţa curentului de sudare şi a duratei de încălzire asupra pătrunderii pentru lungimea arcului, respectiv distanţa dintre electrod la planul tablei cuprinsă între 2 şi 2,5 mm. Debitul de argon pentru toate încercările a fost de 8 l/min.

Pentru determinarea influenţei curentului de sudare I_s asupra pătrunderii h_1, au fost efectuate cinci topiri locale pentru diferite valori ale curentului de sudare, la o valoare constantă a duratei de încălzire, materialul fiind oţel

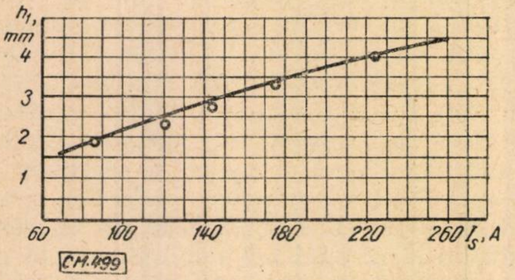


Fig. 6. Influenţa curentului de sudare asupra pătrunderii la o tablă de oţel inoxidabil 18/8, de 5 mm grosime, susţinută de o placă de cupru : tensiunea arcului $U_a = 15$ V, durata de încălzire $t_s = 2,5$ s.

inoxidabil 18/8 de 5 mm grosime (fig. 6). Din diagramă se vede că, o dată cu creşterea curentului de sudare, ceilalţi parametri rămînînd neschimbaţi, cresc pătrunderea şi diametrul punctului sudat. În figura 7 se arată macrostructura punctelor sudate.

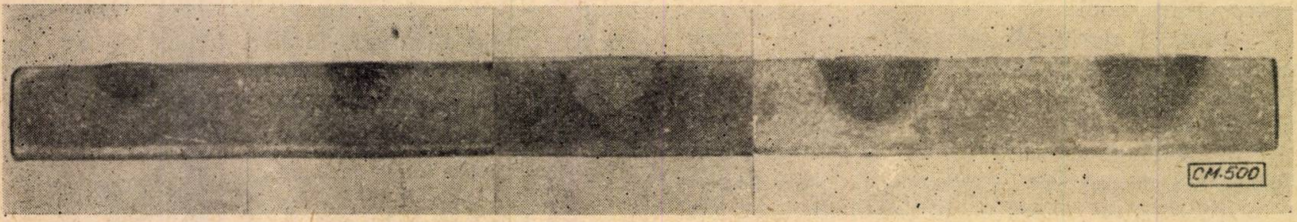


Fig. 7. Macrostructura punctelor sudate.

Durata de încălzire influenţează atît pătrunderea, cît şi diametrul punctului sudat. Pentru a aprecia această influenţă au fost efectuate, pe acelaşi material, unele încercări ale căror rezultate sînt arătate în figura 8. Curba *1* a fost obţinută efectuînd patru topiri locale pentru patru valori diferite ale duratei de încălzire, cu un curent de 196 A, menţinînd la valori constante ceilalţi parametri; pentru curba *2* s-au efectuat cinci topiri locale cu un curent de sudare de 160 A. În figura 9 se arată macrostructura punctelor obţinute.

O serie de încercări suplimentare au arătat că dacă tabla care se sudează nu este susţinută de o placă de cupru, ci de un bloc de şamotă, pentru acelaşi curent de sudare, tensiune şi durată de încălzire, pătrunderea h_1 este mai mare. S-a constatat că o dată cu creşterea lungimii arcului se măreşte diametrul băii topite, respectiv al punctului sudat.

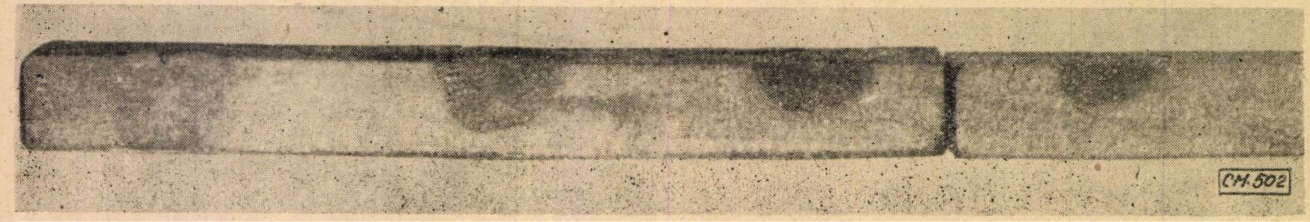


Fig. 9. Macrostructura punctelor sudate, corespunzătoare punctelor marcate pe curba *1*, figura 8.

S-au sudat prin puncte table din oţel inoxidabil de tipul 18/8, de 2, 1,5 şi 1 mm grosime, cu curent continuu cu polaritate directă.

Valorile medii ale curenţilor folosiţi au fost determinate cu ajutorul diagramei din figura 8, admiţînd în prealabil aceeaşi durată de încălzire şi o lungime a arcului, ca şi în experimentările folosite la ridicarea diagramelor din figurile 6 şi 8.

Curentul a fost de circa 200 A pentru sudarea tablelor de 2 mm, 160 A pentru table de 1,5 mm şi 120 A pentru table de 1 mm grosime.

Rezistenţa unui punct sudat este funcţie de dimensiunile nucleului solidificat, respectiv de curentul şi durata de încălzire. Pentru a studia influenţa acestor parametri asupra rezistenţei mecanice a îmbinărilor, s-au executat un număr de suduri, variind curentul respectiv şi durata de încălzire. Ceilalţi parametri ai procesului de sudare au fost păstraţi constanţi. Rezultatele încercărilor sînt concretizate în diagramele de variaţie a forţelor de forfecare, în funcţie de durata de încălzire (fig. 10) şi în diagrama de

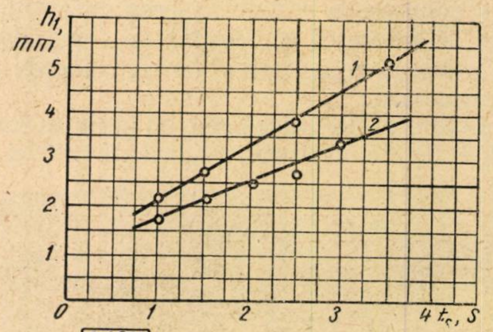


Fig. 8. Influenţa duratei de încălzire t_s asupra pătrunderii h_1 pentru o tablă de oţel inoxidabil 18/8 în cazul susţinerii cu o placă de cupru.

Curba 1 – $I_s = 196$ V, $U_a = 15$ V; curba 2 – $I_s = 158$ A, $U_a = 14$ V.

variaţie a rezistenţei de forfecare, în funcţie de mărimea curentului de sudare (fig. 11).

Tot în diagrama din figura 11 sînt trecute valorile încercărilor făcute asupra tablelor din oţel carbon decapate, de 2, 1,5 şi 1 mm grosime şi care au fost sudate cu aceiaşi parametri ca şi tablele din oţel inoxidabil 18/8, cu aceeaşi grosime.

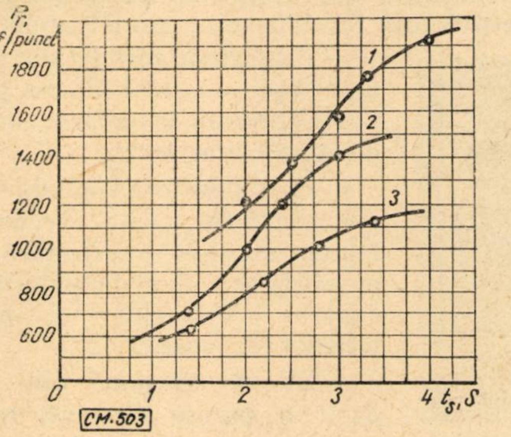


Fig. 10. Variaţia forţei de forfecare în funcţie de durata de încălzire la sudarea oţelurilor inoxidabile 18/8:

1 – tablă de 2 mm grosime; *2* – tablă de 1,5 mm; *3* – tablă de 1 mm grosime. Curba *1* – I_s = 196 A, U_a = 15 V; curba *2* – I_s = 158 A, U_a = 14 V; curba *3* – I_s = 120 A, U_a = 13 V.

Din diagramele reprezentate în figura 10 rezultă că o dată cu creşterea duratei de încălzire (ceilalţi parametri rămînînd constanţi) creşte şi rezistenţa la forfecare a punctului sudat, datorită creşterii dimensiunii acestuia. Această creştere este limitată de o valoare a lui t_s de la care creşterea duratei de încălzire influenţează defavorabil calitatea punctului sudat. Datorită supraîncălzirii materialului, creşte volumul băii topite, apar pori, iar suprafaţa punctului sudat prezintă un aspect necorespunzător.

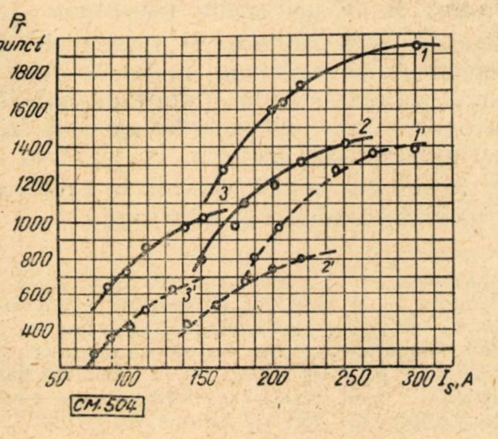


Fig. 11. Variaţia forţei de forfecare în funcţie de curentul de sudare:

curbele notate cu *1*, *2* şi *3* se referă la tablele de oţel inoxidabil de 2, 1,5 şi 1 mm grosime, iar cele notate cu *1'*, *2'* şi *3'*, la tablele de oţel carbon decapate, de 2, 1,5 şi 1 mm grosime: curbele *1* şi *1'* – t_s = 3 s, curbele *2* şi *2'*, *3* şi *3'* – t_s = 2 s.

Din diagrama reprezentată în figura 11 rezultă că, în cazul micşorării curenţilor sub o valoare limită, scade rezistenţa la forfecare a punctului sudat şi invers, în cazul creşterii curentului creşte şi rezistenţa la forfecare a punctului sudat. De la o anumită valoare, creşterea în continuare a curentului nu mai produce o mărire sensibilă a rezistenţei punctului sudat, observîndu-se acelaşi fenomen.

Alura curbelor trasate în figura 11 nu se schimbă nici cu variaţia grosimii tablelor sudate (1, 1,5 şi 2 mm), nici cu compoziţia chimică a oţelului folosit la sudare (oţel inoxidabil, oţel carbon decapat).

În tabelele 1 şi 2 sînt arătate rezultatele obţinute la sudarea tablelor din oţel inoxidabil de 18/8, respectiv din oţel carbon decapat OL 38.

Tabela 1

Grosimea tablei, mm	Curentul de sudare, A	Tensiunea arcului, V	Durata de încălzire, s	Rezistenţa la forfecare, kgf/punct	Obs.
1,0+1,0	124	13	2	910	
1,5+1,5	160	14	2,5	1 150	
2,0+2,0	206	15	3	1 630	

Tabela 2

Grosimea tablei, s, mm	Curentul de sudare, I_s, A	Tensiunea arcului, U_a, V	Durata de încălzire, t_s, s	Rezistenţa la forfecare, kgf/punct	Obs.
1,0+1,0	124	13	2	560	
1,5+1,5	160	14	2,5	630	
2,0+2,0	206	15	3	980	

Tablele de ambele calităţi au fost sprijinite în timpul sudării pe o placă de cupru.

Valorile medii ale rezistenţei la forfecare, trecute în tabelele 1 şi 2, au fost determinate cu ajutorul unui lot de trei legături sudate. Legăturile încercate, în majoritatea cazurilor, se distrug prin smulgerea punctului sudat şi, mai rar, prin forfecare. În figura 12 se arată o epruvetă din oţel inoxidabil de 2 mm grosime, ruptă prin smulgere.

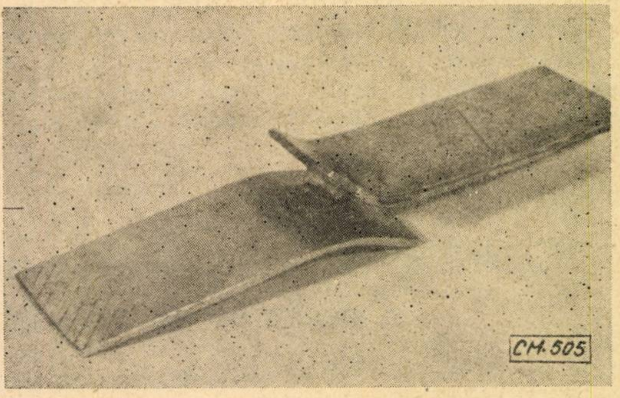


Fig. 12. Epruvetă sudată de 2 mm grosime, din oţel inoxidabil, ruptă prin smulgere.

S-a constatat că la efectuarea a 100 puncte sudate cu un regim normal, lungimea electrodului nu se micşorează în mod sensibil (prin măsurare cu şubler).

Cu ajutorul pistoletului se pot suda şi table de grosimi diferite. În figura 13 se arată macrostructura a două legături sudate. În figura 13, *a* apare o legătură între o tablă de 1,5 mm şi una de 5 mm, iar în figura 13, *b* este arătată o legătură între două table de 1 mm grosime şi una de 5 mm grosime (au fost folosite table din oţel inoxidabil de tipul 18/8). Prima legătură a fost executată cu un curent de 189 A, cu o durată de încălzire de 2 s, iar a doua, cu 220 A, cu o durată de încălzire de 2 s.

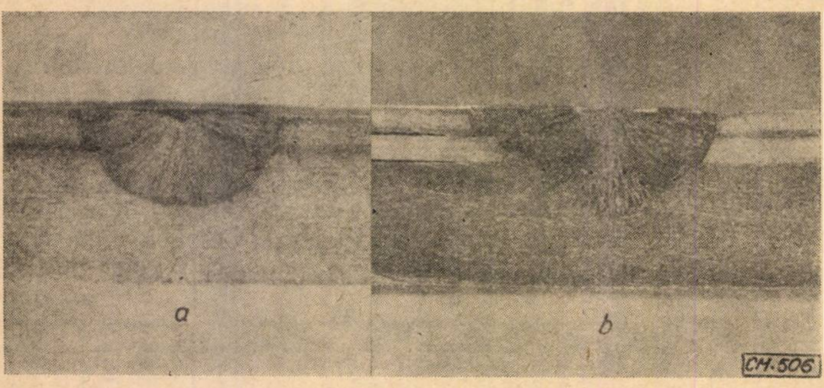


Fig. 13. Macrostructura legăturilor sudate a unor table cu grosimi diferite.

Pentru a urmări carburile de crom care s-ar fi putut precipita în procesul de sudare, unele puncte sudate pe table de oţel inoxidabil de 1,5 mm grosime, după secţionare şi şlefuire, au fost încercate într-o soluţie corosivă compusă din 50% H_2O, 12% SO_4H_2 şi 38% HCl. Probele au fost tratate în soluţia menţionată, încălzită la 100°C timp de 8 h. Încercările au fost repetate de trei ori. În urma încercărilor făcute nu s-au observat urme de corodare intercristalină, ceea ce dovedeşte că în procesul de sudare carburile de crom nu s-au precipitat.

Analizînd rezultatele experimentale obţinute se poate aprecia că instalaţia propusă funcţionează în condiţii bune, obţinîndu-se puncte sudate cu însuşiri corespunzătoare. Datele stabilite privind regimul de lucru şi modul de funcţionare a pistoletului pot constitui baza de plecare pentru efectuarea unor lucrări în producţie.

Avantajele acestui procedeu, faţă de sudarea electrică prin presiune, sînt următoarele:

— deservirea pistoletului făcîndu-se uşor şi numai dintr-o parte, poate fi folosit la sudarea pieselor de dimensiuni mari;

— electrodul consumîndu-se încet, pistoletul poate executa un număr mare de puncte fără a fi nevoie să se regleze distanţa dintre capătul electrodului şi planul tablelor de sudat;

— nu se consumă din reţea decît o putere electrică relativ mică;

— ca şi la sudarea electrică prin puncte, nu produce şuntarea curentului.

Ca dezavantaj se poate aminti faptul că tablele nu pot fi presate laolaltă cu o forţă atît de mare ca în cazul sudării electrice prin presiune şi nu se poate realiza forjarea punctului pentru îmbunătăţirea calităţii acestuia; cu toate acestea calitatea punctului sudat este corespunzătoare.

Preţul de cost al unui punct sudat este influenţat de costul gazului protector, de exemplu argon şi de electrodul consumat.

Nituirea prin sudare în mediu de argon, cu electrod de wolfram, poate fi folosită la construcţia materialului rulant de cale ferată, a autovehiculelor, a maşinilor agricole, la fabricarea mobilierului metalic, la placarea oţelurilor carbon cu oţel inoxidabil, la sudarea unor învelitori de dimensiuni mari, etc.

---

[1] *Kunsche, M. Wig.* Punktschweissverfahren In: Ziss — Mitteilungen, nr. 2, 1960. [2] *Kiesche, M.* şi *Kressmann, K.* Wolfram — Inertgas — Scheweissen Anwendungsmöglichkeiten und Durchführung. In: Schweisstechnik, nr. 7, 1962. [3] *Campbell, R. I.* şi *Killer, D. R.* Semiautomatic Gaz Tungsten-Arc Spot Welding of Steinless and High Temperature Alloys. In: Welding Journal, nr. 8, 1961.

CD 621.791.75.053.3 :621.884

Contributions à l'étude du rivetage par soudage en atmosphère d'argon et en utilisant l'électrode de wolfram

D. BOTH, ST. NEGOIŢESCU et T. MOLDOVAN

On présente l'état actuel du soudage par points. Dans la figure 1a et b on a représenté le mode de formation des points en employant le soudage électrique par points, et dans la figure 2a et b, le soudage par points en utilisant l'arc électrique.

On décrit l'installation et le pistolet pour soudage; les deux ont été conçus et exécutés par les auteurs. Le schéma du montage de l'installation est donné dans la figure 3. Les éléments sont les sui-

vants : la source de courant, la boîte de commande à ionisateur, le relais de temps, le contacteur de courant et le pistolet pour soudage. Ce dernier (fig. 4) a été construit pour un courant de 300 A au maximum. Pour éviter son surchauffage, on y a appliqué le refroidissement par l'eau. L'électrode de wolfram a un diamètre de 4 mm et, à la pointe, de 3,25 mm. Son poids est de 2,25 kg. Un tube flexible (fig. 5) réunit toutes les conduites dirigées vers le pistolet. Pour réduire le poids du tube et pour augmenter sa flexibilité, le câble pour courant a une section de 16 mm² et est refroidi à l'eau en même temps que l'ajutage du pistolet.

Les essais exécutés avec l'installation pour soudage ont eu pour but d'établir les régimes de soudage par points des tôles en acier inoxydable 18/8 et des tôles en acier au carbone décapées, et de préciser la résistance au cisaillement des soudures obtenues. Les tôles éprouvées ont une épaisseur comprise entre 1 et 2 mm. On détermine ainsi l'influence du courant (fig. 6) et de la durée du chauffage (fig. 8) sur la pénétration. Les figures 7 et 9 donnent les macrostructures résultées. La distance entre l'électrode et la tôle a été de 2—2,5 mm, et le débit de l'argon, de 8 l/min.

Les résultats obtenus sont reflétés par les diagrammes des figures 10 et 11, par les tableaux 1 et 2. On peut observer que l'allure des courbes tracées dans la figure 11 ne se modifie ni avec les variations d'épaisseur des tôles soudées (1 ; 1,5 et 2 mm) ni avec la composition chimique de l'acier employé au soudage (acier inoxydable et acier au carbone). Les liaisons éprouvées sont détruites, dans la plupart des cas, par l'arrachement du point soudé et, plus rarement, par cisaillement. À l'aide du pistolet on peut souder aussi des tôles d'épaisseur différente. Dans la figure 13a et b on donne la macrostructure de deux liaisons soudées. Afin de déceler les carbures de chrome qui auraient pu précipiter pendant le soudage, les épreuves préparées à cette fin ont été essayées dans un milieu corrosif, sans que l'on pût observer des traces de corrosion intercristalline.

Les résultats obtenus avec l'installation ont été satisfaisants. On précise les avantages et les désavantages, ainsi que le domaine d'application.

CZ 621.791.011 :669.14—424

Comportarea la sudare a şinelor cu conţinut ridicat de carbon

TRAIAN SĂLĂGEAN, HORIA SELMEREANU şi SIMION MOGA

În unele întreprinderi de exploatare a căilor ferate s-a preconizat introducerea în cale a unor şine cu conţinut mai ridicat de carbon pentru a mări rezistenţa la uzură a căii. Dacă concomitent cu introducerea şinelor cu conţinut ridicat de carbon se face şi sudarea căii ferate, aşa cum e cazul în ţara noastră, este firesc să se pună problema comportării la sudare a acestor şine. În cele ce urmează se vor prezenta rezultatele obţinute de autori în cadrul cercetărilor efectuate timp de mai mulţi ani [4], [5].

Caracteristicile oţelului de şină cu conţinut ridicat de carbon în starea de livrare sînt :

— compoziţia chimică medie : C = 0,80% ; Mn = 0,86% ; Si = 0,17% ; S = 0,02% ; P = 0,04% ; unele şarje au şi urme de arsen ;

— proprietăţile mecanice medii : $\sigma_r = 91{,}94$ kgf/mm² ; $\sigma_c = 53{,}50$ kgf/mm² ; $\delta_5 = 12\%$; $\psi = 24\%$; $K = 0{,}73$ mkgf/cm² pe epruvete Mesnager la temperatura de +20°C ; $\sigma_{-1} = 33$ kgf/mm² pe epruvete cilindrice (fig. 1) scoase din şină ; $\sigma_{ob} = 32{,}5$ kgf/mm² la încercarea şinelor întregi la solicitări pulsatorii pe un pulsator de 50 tf ; duritatea 270 — 310 HV. Se observă dispersii mai ales la măsurarea rezilienţei şi la încercările efectuate la pulsator.

Prima serie de încercări de sudare s-a efectuat la instalaţia de sudare electrică prin topire intermediară taurus, folosind regimul de sudare obişnuit la şinele de 49 kgf/m [1], adică :

— 20—25 impulsuri de preîncălzire cu curenţi de 20—22 kA ;

— topirea şinelor pe o lungime de 18—20 mm cu curenţi de 6—7,5 kA ;

— refulare cu o presiune de 5,5 kgf/mm² astfel ca să se obţină o scurtare de 19—23 mm.

După sudare şinele au fost lăsate să se răcească în aer liniştit şi ulterior nu s-a aplicat nici un tratament termic.

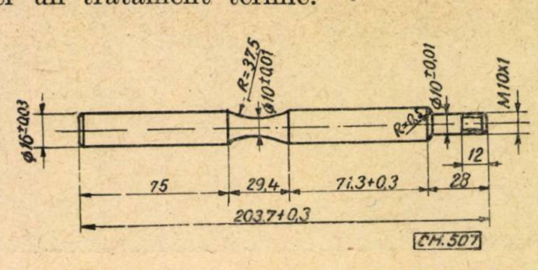


Fig. 1. Epruveta pentru încercarea la solicitări alternate simetrice (σ_{-1}).

Pe şinele astfel sudate s-au făcut următoarele măsurări :

a) S-a cercetat repartiţia durităţii şi rezilienţei în zona influenţată termic, obţinîndu-se variaţiile din figura 2. Se vede că duritatea nu a crescut prea mult, valoarea maximă fiind de 330 HV, iar rezilienţa minimă de 0,6 mkgf/cm² rămînînd în limitele de dispersie ale rezilienţei oţelului în starea sa de livrare.

b) Cercetarea microstructurii zonei influenţate termic nu a arătat formaţii martensitice.

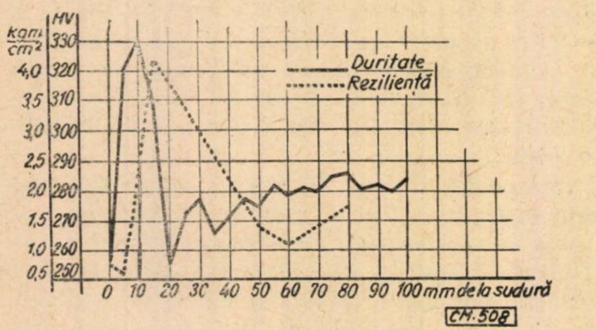


Fig. 2. Repartiţia durităţii şi rezilienţei la şine cu conţinut ridicat de carbon, sudate fără tratament termic ulterior.

În figura 3 se arată microstructura în locul unde s-au înregistrat duritatea maximă şi rezilienţa minimă.

c) Limita la oboseală determinată pe epruvete, prelevate astfel ca secţiunea sudată să se plaseze în dreptul momentului maxim, este tot de 33 kgf/mm² ca şi la oţelul şinei în stare de livrare.

d) Încercarea la pulsator a şinelor sudate întregi a dat valoarea de 23 kgf/mm². Scăderea limitei de oboseală la solicitări pulsatorii σ_{cb} a şinelor sudate faţă de aceea a şinelor nesudate se explică prin aceea că în zona influenţată termic însuşirile mecanice locale variază mai mult decît la şinele cu conţinut mai redus de carbon. Variaţia locală a însuşirilor mecanice locale cauzează scăderea rezistenţei la oboseală σ_{ob} cu atît mai accentuat cu cît asemenea variaţii sînt mai mari. Variaţiile respective cresc o dată cu creşterea conţinutului de carbon, la acelaşi regim termic de sudare a şinelor. Astfel, la şinele cu conţinut de carbon de 0,5—0,6 %, σ_{ob} a şinelor sudate este de 21 kgf/mm², faţă de 26,4 kgf/mm² cît este în cazul şinelor nesudate [2], [3].

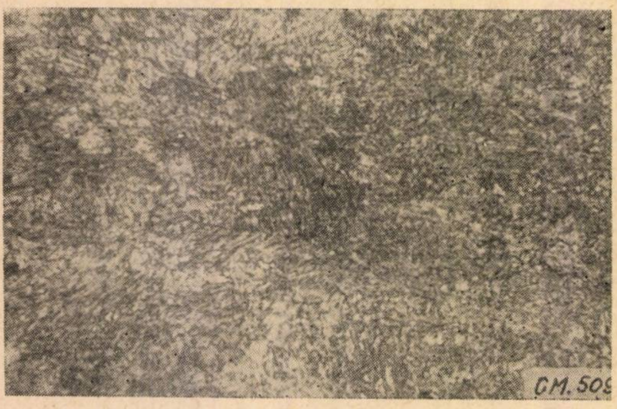


Fig. 3. Microstructura în locul unde se înregistrează duritatea maximă şi rezilienţa minimă în zona influenţată termic.

Unii cercetători [6], [7] recomandă ca după sudare să se facă un tratament termic al tălpii şinei, la temperaturi de 700—800°C, cu scopul de a omogeniza însuşirile mecanice locale din zona influenţată termic. Această omogenizare ar urma să ducă la o creştere a lui σ_{ob} a şinelor sudate şi tratate termic.

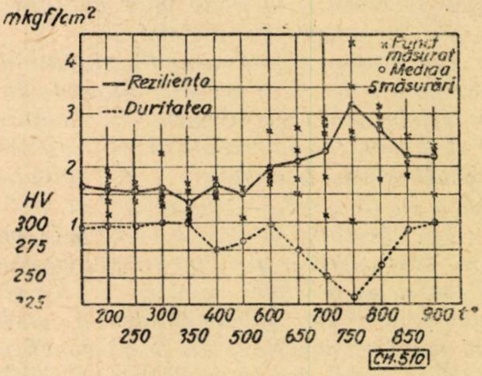


Fig. 4. Variaţia rezilienţei şi durităţii oţelului de şină cu conţinut ridicat de carbon, în funcţie de temperatura de tratare termică.

Cercetările întreprinse de autor au arătat că încălzirea oţelului de şină cu conţinut ridicat de carbon la 700—800°C, urmată de o răcire în aer, duce la o scădere a durităţii şi la o creştere a rezilienţei (fig. 4), formîndu-se o structură sorbitică fină (fig. 5). Din acest motiv s-a aplicat acest tratament termic unei serii de şine sudate. Tratarea s-a făcut pe cale electrică, în maşina de sudat, aplicîndu-se contactele electrice pe talpa şinei şi lăsînd curentul să treacă intermitent pînă ce talpa s-a încălzit omogen la 800°C.

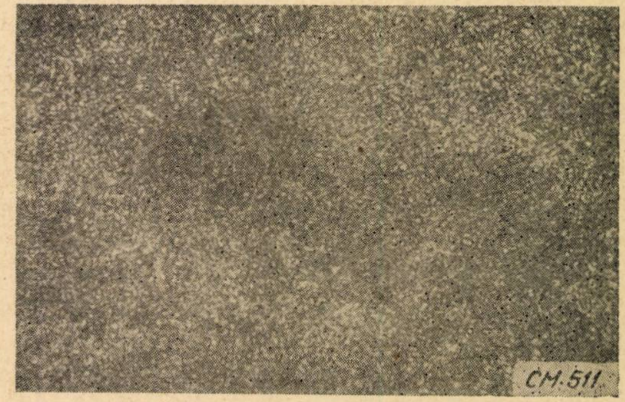


Fig. 5. Structura oţelului de şină cu conţinut ridicat de carbon, după încălzire la 750°C şi răcire în aer.

Şinele sudate şi tratate au fost supuse la aceleaşi încercări ca şinele sudate fără tratament termic ulterior. S-au obţinut astfel: repartiţia durităţii şi a rezilienţei conform figurii 6, limita la oboseală pe epruvete prelevate din șină de 33 kgf/mm² și σ_{ob} la pulsator de circa 21 kgf/mm². Se vede că, prin tratamentul aplicat, deși s-a obținut o oarecare uniformizare a însușirilor mecanice locale în zona influențată termic, rezistența la pulsații a scăzut. Totodată s-a constatat că ruperea șinei la pulsator pornește de la racordul tălpii cu inima șinei și nu de pe suprafața tălpii, așa cum pornește la șinele sudate și netratate termic. Explicația acestor fenomene se bazează pe analiza repartiției tensiunilor interne în șină.

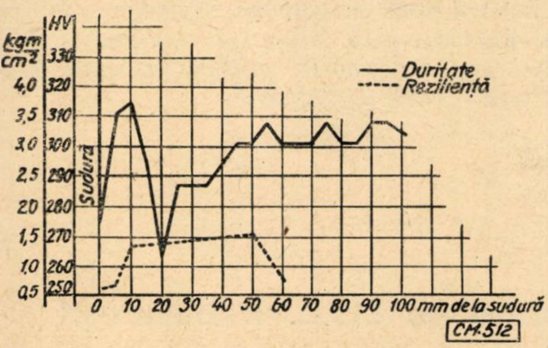


Fig. 6. Repartiția durității și rezilienței la șine cu conținut ridicat de carbon, sudate și tratate termic.

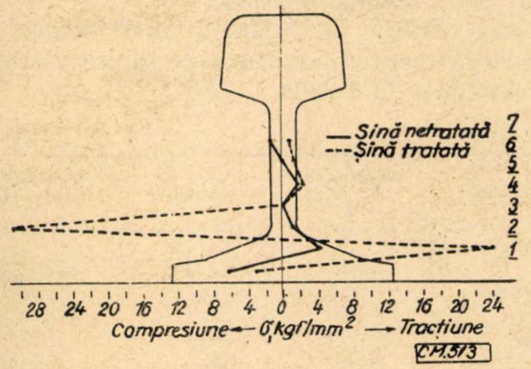


Fig. 7. Repartiția tensiunilor interne în șine sudate cu (linie întreruptă) și fără (linie plină) tratament termic ulterior.

Determinarea tensiunilor în șine sudate cu și fără tratament termic ulterior s-a făcut pe baza săgeților măsurate după rabotarea unor straturi succesive din șine, pornind de la talpa șinei. S-a obținut repartiția arătată în figura 7. Se vede că prin tratarea termică a tălpii șinei în modul arătat, la racordul între talpă și inimă se creează tensiuni de întindere de circa 24 kgf/mm². Suprapunîndu-se peste acestea tensiunile de întindere pulsatorii din cursul încercării, se depășește limita de oboseală a materialului și deci ruptura pornește din această secțiune. Pe de altă parte se vede că prin tratamentul termic aplicat se reduce tensiunea de compresiune din talpa șinei de la circa 6,4 kgf/mm² la 2,8 kgf/mm². Deci și din acest motiv șinele sudate și netratate rezistă mai bine la pulsator decît șinele sudate și tratate termic.

La încercările de oboseală pe epruvete prelevate din șină nu se semnalează însă nici o diferență a rezistenței la oboseală, deoarece prin scoaterea epruvetei se elimină și tensiunile interne. Pe de altă parte, prin degajările făcute epruvetelor, se concentrează momentul maxim chiar în secțiunea sudată și astfel neuniformitatea însușirilor mecanice din zona influențată termic nu influențează pe σ_{-1}.

---

[1] *Miklosi, C.* Obosirea materialului de cale ferată. I.R.E.T. — Timișoara, 1943. [2] *Miklosi, C.* Studiu comparativ al diferitelor procedee de sudură aplicat șinelor de cale ferată. În : Sudura **III**, nr. 4, 1940. [3] *Nădășan, Șt.* și colectiv. Oboseala metalelor. București, Editura tehnică, 1962. [4] *Micloși, V.* Sudarea prin topire intermediară a șinelor cu conținut ridicat în carbon. Nota I. În : Studii și cercetări — științe tehnice, nr. 3—4, 1960. [5] *Micloși, V.* și *Boarnă, C.* Sudarea prin topire intermediară a șinelor cu conținut ridicat în carbon. Nota II. În : Studii și cercetări — științe tehnice, nr. 1—2, 1961. [6] *Ghepin, I. Z.* Kontaktnaia svarka relsov. În : Svarocinoe proizvodstvo, nr. 7, 1959. [7] *Kazarnovski, D. S.* Opitnîe jeleznodorojnîe relsî iz hromonikelvoi stali. În : Stal, nr. 6, 1962.

CD 621.791.011 :669.14—424

Le comportement au soudage des rails ayant une haute teneur en carbone

TRAIAN SĂLĂGEAN, HORIA SELMEREANU et SIMION MOGA

On analyse la possibilité de souder les rails qui ont une haute teneur en carbone (0,8%), en utilisant le soudage par fusion intermédiaire réalisé avec l'installation „Taurus". Des essais de soudage, sans traitement thermique qui soit ultérieur au soudage et avec traitement thermique de la semelle du rail, ont été exécutés. En examinant les propriétés physiques locales de la zone influencée par le régime thermique, on observe qu'elles présentent une grande variation par rapport à celles de l'acier non affecté du point de vue thermique, sans dépasser toutefois certaines limites. Dans cette situation, la diminution de la résistance aux sollicitations de pulsation des rails soudés comparés aux rails non soudés s'explique par le défaut d'uniformité des propriétés locales de la zone thermique.

On démontre que le traitement thermique du rail n'implique pas une augmentation de la résistance aux sollicitations de pulsation, quoiqu'il produise l'uniformité des propriétés mécaniques locales. L'explication est donnée par la répartition des tensions internes, plus défavorable dans les rails soudés et traités que dans les rails soudés et non traités (fig. 7).

En conclusion on montre que les rails ayant une haute teneur en carbone augmentent la résistance à l'usure de la voie ferrée et, en conséquence, que leur résistance à la fatigue (23 kgf/mm²), réduite par rapport à celle du rail non soudé (33 kgf/mm²), n'est pas un obstacle, puisque les rails soudés ayant une teneur normale en carbone ont une résistance à la fatigue de 21 kgf/mm².

CZ 621.791.94.048 :669.14.018.8 :669.14.018.44 :669.13

Utilizarea pulberilor metalice elaborate de I.C.E.M. Bucureşti la tăierea oţelurilor inoxidabile refractare şi a fontelor

NICOLAE GREAVU

Creşterea producţiei de fontă şi oţel şi în special a oţelurilor inoxidabile şi refractare, atît ca piese turnate cît şi laminate, a impus pe plan mondial necesitatea elaborării unor procedee eficiente pentru tăiere şi prelucrare superficială.

Tăierea cu oxigen, care se foloseşte curent pentru oţelurile obişnuite sau slab aliate, se bazează pe oxidarea metalului, pe topirea oxidului înaintea metalului de bază şi evacuarea acestor produse o dată cu jetul de oxigen tăietor.

Unul dintre elementele care influenţează defavorabil tăierea cu oxigen este carbonul. Influenţa acestuia asupra procesului de tăiere cu oxigen a oţelurilor se poate urmări în figura 1.

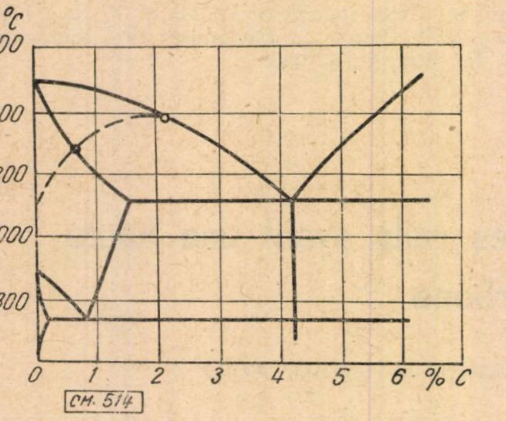


Fig. 1. Diagrama Fe-C cu temperaturile de aprindere (linia punctată).

Se vede că pentru conţinuturi mai mari de 0,7 %C, temperatura de aprindere a metalului, reprezentată prin linia punctată, se plasează mai sus decît limita inferioară a topirii lui. Datorită acestui fapt, oţelurile cu un conţinut mai mare de 0,7 %C nu pot fi tăiate decît greu, prin metoda clasică.

Temperaturile de topire a unor elemente în comparaţie cu temperaturile de topire a oxizilor lor sînt date în tabela 1 [2].

Tabela 1

Elementul	Temperatura de topire, °C	Oxidul	Temperatura de topire a oxidului, °C
Fier	1 539	FeO ; Fe_2O_3	1250—1300
Aluminiu	658	Al_2O_3	2050
Cupru	1 080	CuO_2	1230
Crom	1 800	Cr_2O_3	1990
Siliciu	1 410	SiO_2	1710

Topirea acestor oxizi necesită un consum mărit de gaz combustibil. În afară de aceasta, suprafaţa tăieturii este neuniformă, rugoasă şi cu topituri marginale.

Este dificil să se fixeze pentru fiecare element în parte un conţinut maxim pînă la care tăierea cu oxigen se poate face cu viteze de tăiere acceptabile, deoarece această valoare depinde şi de ponderea celorlalte elemente de aliere.

Din practică [2] se ştie că tăierea cu oxigen nu este aplicabilă în cazul fontelor şi a oţelurilor înalt aliate cu crom, crom-nichel sau siliciu, de tipul oţelurilor inoxidabile sau refractare.

În ultimii ani tăierea cu flacără oxiacetilenică şi flux a căpătat o aplicare tot mai largă.

În practica aplicării acestui procedeu s-au conturat două metode pentru îndepărtarea oxizilor din zona de tăiere [2]: metoda termochimică şi metoda mecanică.

Lucrările de cercetare efectuate în străinătate pentru elaborarea unei metode termochimice eficiente de înlăturare a oxizilor din zona de tăiere au urmărit obţinerea unei pulberi, care printr-o reacție exotermă să creeze un aport substanțial de căldură, și ca oxizii formați în timpul procesului de tăiere să se topească sau să formeze cu fluxul introdus în zona de tăiere eutectice ușor fuzibile.

În acest scop s-au folosit pulberi de feromangan, carbonați ai metalelor alcaline, oxizi de bariu și pulberi de fier. Încercările au demonstrat că utilizarea acestora din urmă este mai rațională atît din punct de vedere termochimic și metalurgic, cît și toxicologic. Pentru ridicarea suplimentară a temperaturii din zona de tăiere s-au folosit amestecuri de pulberi de fier și aluminiu, iar pentru obținerea unor zguri mai fluide, carbonat de sodiu, permanganat de potasiu etc.

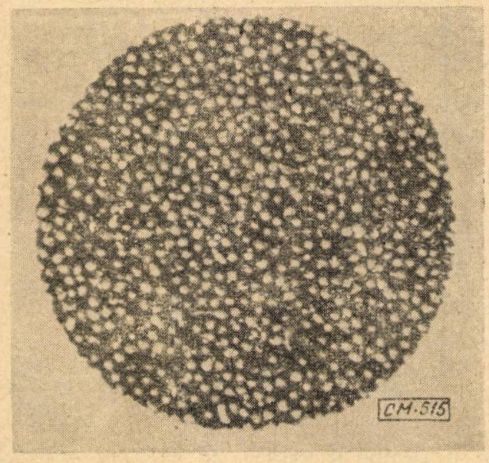


Fig. 2. Aspectul macroscopic al pulberii de fier obținute prin pulverizarea fontei lichide în instalația pilot I.C.E.M.

Metoda mecanică de îndepărtare a oxizilor greu fuzibili, care se bazează în special pe acțiunea abrazivă a nisipului cuarțos sau a calcitelor injectate în zona de tăiere, nu a căpătat o aplicare larg industrială, datorită productivității scăzute, prețului de cost ridicat, precum și pericolului de îmbolnăvire de silicoză a personalului operativ [2].

Întrucît de calitatea fluxului depinde în final rezultatul tăierii, la I.C.E.M. București au fost efectuate cercetări pentru obținerea pulberilor de fier și aluminiu, folosibile la tăierea oțelurilor inoxidabile și a fontelor.

Pulberea de fier folosită în cadrul probelor de tăiere a fost elaborată prin metoda pulverizării fontei lichide cu aer comprimat, urmată de un tratament de decarburare.

În figura 2 este redat aspectul macroscopic al pulberii de fier folosite.

Tabela 2

Viteza de curgere, gf/s	Greutatea volumetrică liber vărsată, gf/cm³	Greutatea volumetrică tasată, gf/cm³	Volumul specific liber vărsat, cm³/gf	Volumul specific tasat, cm³/gf.
9,08	2,79	3,51	0,538	0,285

În tabela 2 sînt redate cîteva caracteristici ale pulberii de fier cu granulația cuprinsă între 120 și 200 μm, iar în tabela 3, compoziția chimică a acesteia.

Tabela 3

Pulberea	Compoziția chimică, %						
	C	O_2	Si	Mn	P	S	Fe
Tip I	0,06	2,18	urme	0,46	0,044	0,014	96,94

Pulberea de aluminiu folosită la încercările de tăiere a avut o granulație cuprinsă între 120 și 200 μm. Analiza chimică a pulberii de aluminiu este dată în tabela 4.

Schema de principiu a instalației experimentale de tăiere cu oxigen și flux, folosită în cadrul laboratorului de sudură I.C.T.C.M., este redată în figura 3.

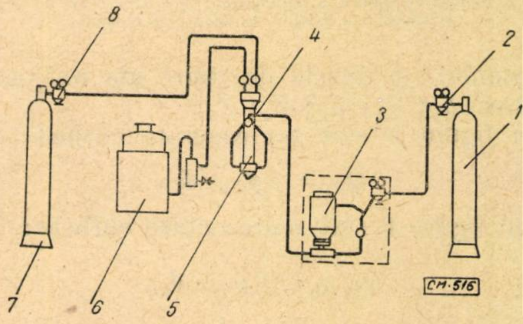


Fig. 3. Schema de principiu a instalației experimentale de tăiere cu oxigen și flux:

1 — tub de azot; *2* — reductor de presiune; *3* — distribuitor de pulbere; *4* — robinet de pulbere; *5* — cap de tăiere; *6* — generator de acetilenă; *7* — tub de oxigen; *8* — reductor de presiune.

În cadrul experimentărilor de tăiere cu oxigen și flux au fost folosite următoarele utilaje și dispozitive:

— automat de tăiat cu flacără și oxigen;

— alimentator de flux;

— generator de acetilenă de joasă presiune cu un debit de 800 l/h;

— duze de injectare a pulberii de fier în flacără.

Automatul de tăiat cu flacără și oxigen este arătat în figura 4.

Tabela 4

	Repartiția impurităților, %							
	Cu	Zn	Mn	Ni	Pb	Sn	Fe	Total impurități
pulbere de aluminiu I.C.E.M.	0,05	0,03	0,02	urme	urme	0,014	0,4	0,514

În cadrul experimentărilor de tăiere cu pulberi de fier s-au determinat debitele de oxigen și acetilenă, în funcție de presiunea oxigenului și duzele de ieșire ale oxigenului tăietor (Z_1; Z_2; Z_3; Z_4; Z_5).

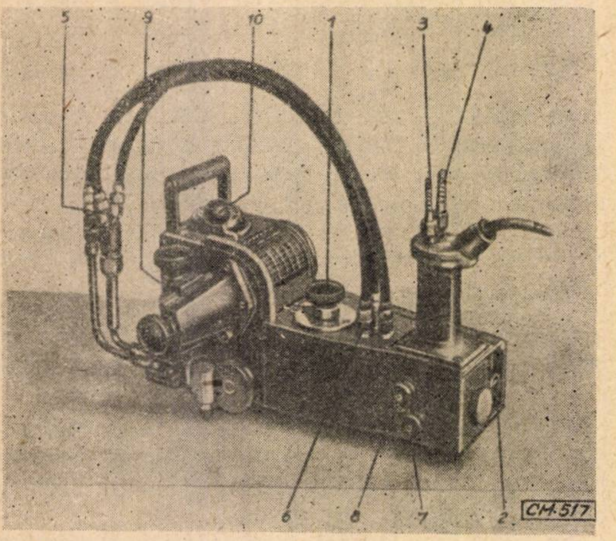


Fig. 4. Automatul de tăiat cu flacără oxiacetilenică :

1 – rozetă pentru pornirea automată și admisiunea oxigenului tăietor; *2* – potențiometru pentru reglarea vitezei de tăiere; *3* – racord pentru furtunul de oxigen; *4* – racord pentru furtunul de gaz combustibil; *5–6* – racorduri pentru accesul în capul de tăiere al automatului pentru flacăra de încălzire a oxigenului tăietor și a gazului combustibil; *7 – 8* – robinet de reglare a oxigenului; *9* – dispozitiv de ridicare și coborîre a capului de tăiere; *10* – cuplă.

În figura 5 sînt reprezentate curbele

$$Q_{O_2} = f(p_{O_2} \cdot d_z),$$

iar în figura 6 sînt reprezentate curbele :

$$Q_{C_2H_2} = f(p_{O_2} \cdot d_z),$$

în care :

Q_{O_2} este debitul oxigenului, l/min;
p_{O_2} — presiunea oxigenului, kgf/cm²;
$Q_{C_2H_2}$ — debitul acetilenei, l/min;
d_z — diametrul duzei de tăiere Z_1; Z_2; Z_3; Z_4; Z_5.

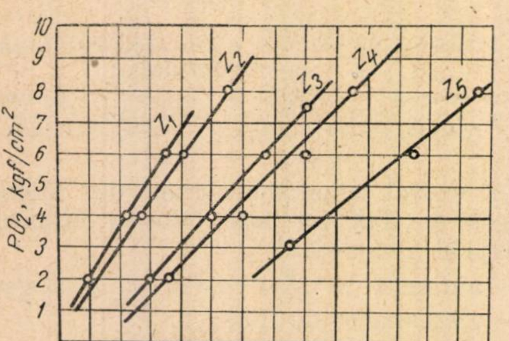


Fig. 5. Debitul oxigenului pentru duze cu diferite diametre, în funcție de presiune.

Flacăra a fost alimentată cu flux cu ajutorul alimentatorului de flux de la o instalație Kjelberg 500.

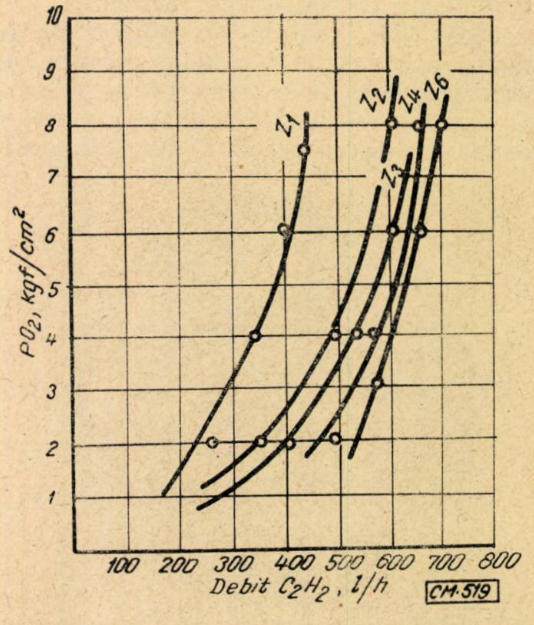


Fig. 6. Debitul de acetilenă, în funcție de presiunea oxigenului introdus la tăiere.

Schema de principiu a acestui alimentator este arătată în figura 7.

Gazul de antrenare de la un tub de presiune trece prin conducta *1*, prin reductorul de presiune *2* și printr-o conductă care se bifurcă. O parte trece prin conducta *6* prin intermediul unui drosel *5* în rezervorul *12*, unde creează o suprapresiune. Cealaltă parte de gaz trece prin robinetul *3*, prin conducta *4* la camera de ejecție *7*.

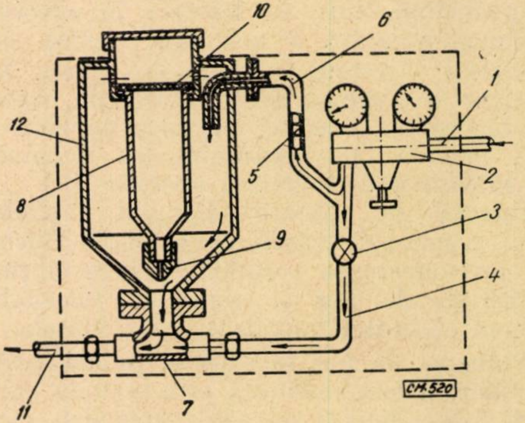


Fig. 7. Alimentatorul Kjelberg modificat :

1 – conductă de alimentare cu azot; *2* – reductor de presiune; *3* – canal de trecere; *4* – conductă cu azot de antrenare; *5* – drosel; *6* – conductă cu azot de injecție; *7* – conductă de antrenare; *8* – rezervor de pulbere; *9* – duză calibrată; *10* – sită; *11* – conductă de alimentare a duzei tăietoare; *12* – carcasă.

În condițiile dozării pulberii de fier cu o granulație fină (pînă la 0,2 mm), în comparație cu granulaţia fluxului de sudură automată (de la 0,5—3 mm), pentru care a fost conceput alimentatorul, precum şi a greutăţii specifice mari a pulberii de fier, în comparaţie cu a fluxului pentru sudura automată, dozarea nu a fost posibilă. În aceste condiţii alimentatorul existent a fost prevăzut cu un al doilea rezervor *8*, avînd în partea interioară o duză *9* calibrată. Pulberea de fier din rezervorul *8* cade în camera de ejecţie *7*, prin intermediul duzei *9* şi este transportată de gazul de antrenare la capul de tăiere prin conducta *11*.

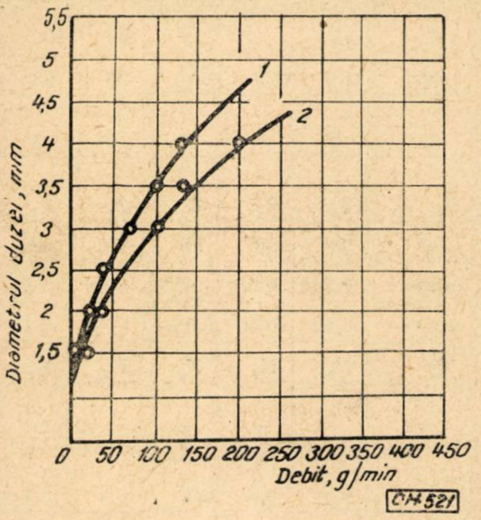


Fig. 8. Debitul pulberii de fier, în funcţie de diametrul duzei de curgere. Curba *1*: pulbere de fier cu granulaţia cuprinsă între 63 şi 120 μm; curba *2*: pulbere de fier cu granulaţia cuprinsă între 120 şi 200 μm.

În figura 8 este reprezentată diagrama:

$$Q_1 = f(d),$$

determinată experimental cu alimentatorul Kjelberg modificat, în care:

Q_1 este cantitatea de pulberi metalice, gf/min;
d — diametrul duzei de scurgere a pulberii, mm.

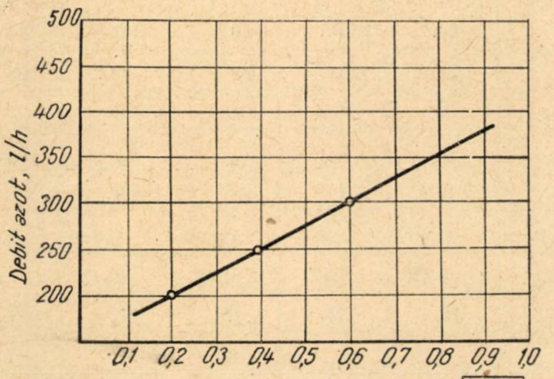


Fig. 9. Debitul gazului de transport N_2, în funcţie de presiune.

În figura 9 este dată diagrama $Q_2 = f(p)$ în condiţiile constructive ale alimentatorului Kjelberg, în care:

Q_2 este debitul gazului de transport (azot), l/h;
p — presiunea gazului de transport, kgf/cm².

În cadrul laboratorului de sudură I.C.T.C.M. s-au proiectat şi executat o serie de duze de injectare a fluxului în flacără oxiacetilenică.

În figura 10 este redată schema de principiu a unei duze de injecţie a fluxului, adaptată la capul de tăiere al automatului de tăiat cu flacără oxiacetilenică.

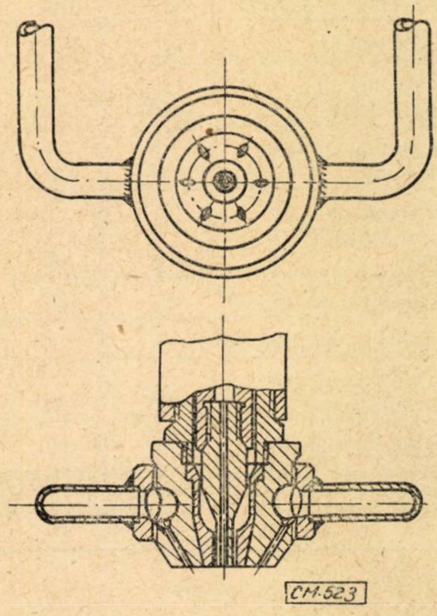


Fig. 10. Schiţa unei duze de tăiere cu oxigen şi flux montată la capul de tăiere al automatului.

Ea este construită din alamă (AM-58) şi este prevăzută cu 6 canale cu diametrul de 2 mm, cu care injectează pulberea de fier în flacăra oxiacetilenică sub un unghi de 30°.

În tabelele 5 şi 6 sînt daţi parametrii principali şi rezultatele obţinute la tăierea cu oxigen şi flux, folosind două tipuri de pulberi de fier, cu 4,7% O_2 (tabela 5) şi cu 2,18% O_2, în amestec cu pulbere de aluminiu (tabela 6).

Aspectul macroscopic al unor materiale tăiate cu oxigen şi pulberi metalice, elaborate de către I.C.E.M., în cadrul laboratorului de sudură I.C.T.C.M., este dat în figurile 11, 12 şi 13.

În urma cercetărilor întreprinse au rezultat următoarele concluzii:

a) Pulberea de fier produsă de I.C.E.M. este aptă pentru a fi folosită la tăierea cu flacără

Tabela 5

Parametrii principali	Natura materialului										
	18/8 CrNi	18/8 CrNi	18/8 CrNi *	18/8 CrNi **	18/8 CrNi ***	Şamotă **	Fc 24	Fc 24	Fc 24	Fc 24	Şamotă
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Grosimea materialului, mm	20	100	100	100	100	65	47	50	90	100	67
Consumul de oxigen, Nm^3/h	5,2	28	28	28	28	21,6	17,5	17,5	28	28	21,6
Presiunea oxigenului de tăiere, kgf/cm^2	4	8	8	8	8	8	7	7	9	9	8
Duza folosită pentru oxigen tăietor	Z_2	Z_5	Z_5	Z_5	Z_5	Z_4	Z_4	Z_4	Z_5	Z_5	Z_4
Puritatea oxigenului, %O_2	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98	98
Consumul de acetilenă, Nm^3/h	0,165	0,300	0,300	0,300	0,300	0,280	0,234	0,234	0,34	0,34	0,280
Presiunea acetilenei, kgf/cm^2	0,33	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,36	0,36	0,46	0,46	0,42
Gazul de transport	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2
Consumul gazului de transport, Nm^3/h	0,0675	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Presiunea gazului de transport, kgf/cm^2	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Diametrul duzei de scurgere a pulberii de fier, mm	3	4	4	4	4	4	4	4	4,5	4,5	4
Consumul de pulbere, gf/min.	75	130	130	130	130	130	130	130	175	175	130
Lăţimea medie a tăieturii, mm	4	7	7	7	7	10	7	7	8	8	10
Distanţa de la capul de tăiere la piesă, mm	17	20	20	20	20	20	20	20	23	23	25
Viteza de tăiere, mm/min	170	50	55	65	55	40	100	80	60	45	25

* Pulberea de fier FD_1A s-a folosit în amestec cu 5% pulbere de aluminiu.

** Pulberea de fier FD_1A s-a folosit în amestec cu 10% pulbere de aluminiu.

*** Pulberea de fier FD_1A s-a folosit în amestec cu 10% sodă calcinată sau 4% sodă calcinată şi 1% permanganat de potasiu.

Tabela 6

Parametrii principali	Natura materialului						
	Fc 24	Fc 24	Fc 24	Fc 24	18/8 CrNi	18/8 CrNi	Şamotă
1	2	3	4	5	6	7	8
Grosimea materialului, mm	47	57	90	100	20	100	65
Consumul de oxigen, Nm^3/h	28	28	28	20	28	20	28
Presiunea oxigenului de tăiere, kgf/cm^2	8	8	8	8	8	8	8
Duza folosită pentru oxigen tăietor	Z_3	Z_3	Z_5	Z_3	Z_2	Z_3	Z_3
Puritatea oxigenului, %O_2	98	98	98	98	98	98	98
Consumul de acetilenă, Nm^3/h	0,300	0,300	0,300	0,300	0,300	0,300	0,300
Presiunea acetilenei, kgf/cm^2	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42	0,42
Gazul de transport	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2	N_2
Consumul gazului de transport Nm^3/h	1	1	1	1	1	1	1
Presiunea gazului de transport, kgf/cm^2	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4
Diametrul duzei de scurgere a pulberii de fier, mm	5	5	5	5	3	4	5
Consumul de pulbere, gf/min	325	325	325	325	75	130	325
Lăţimea medie a tăieturii, mm	7	7	8	8	4	7	10
Distanţa de la capul de tăiere la piesă, mm	25	25	30	30	25	30	25
Viteza de tăiere, mm/min	160	150	70	65	200	100	40

Încercările cuprinse în anexa 2 au fost executate folosind pulberea FD_2A în amestec cu 10% pulbere de aluminiu.

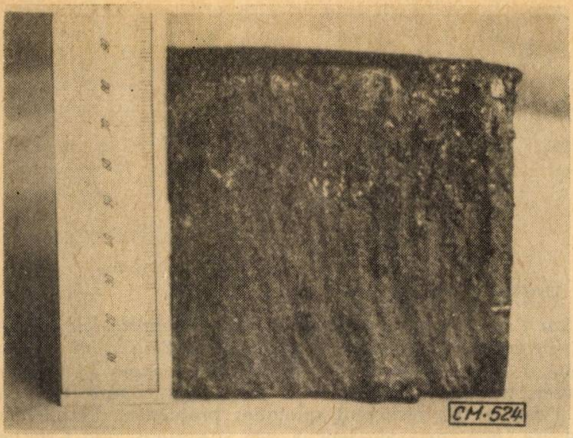


Fig. 11. Aspectul macroscopic al unei plăci de oțel inoxidabil de tipul 18/8 Cr-Ni tăiat cu oxigen și flux (90 % pulbere de fier + 10 % pulbere de aluminiu).

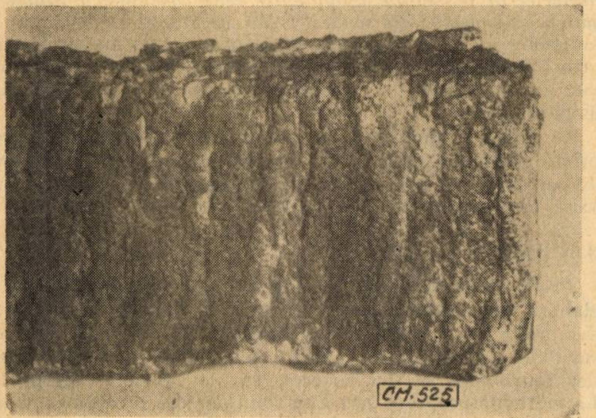


Fig. 12. Aspectul macroscopic al unei plăci de fontă (FC-24) groasă de 100 mm, tăiată cu oxigen și flux (90 % pulbere de fier + 10 % pulbere de aluminiu).

oxiacetilenică și flux. Rezultatele redate în tabelele 5 și 6, obținute cu aparatura existentă, nu reprezintă performanțele maxime ce se pot obține cu pulberile experimentate.

b) Pulberea fabricată de I.C.E.M., cu compoziția chimică și granulația indicată (2,18 % O_2 și 120—200 µm), asigură — datorită formei sale cvasisferice — o curgere ușoară prin conductele de aducțiune și duze.

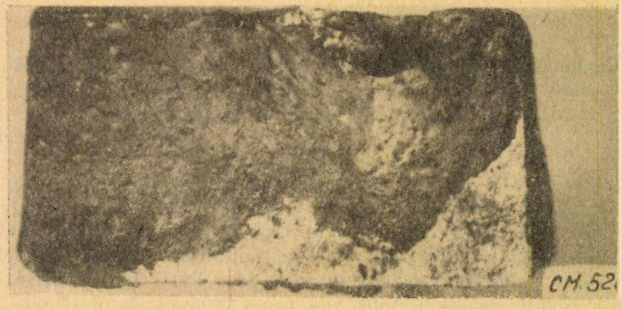


Fig. 13. Aspectul macroscopic al unei cărămizi de șamotă tăiată cu oxigen și flux (90 % pulbere fier + 10 % pulbere de aluminiu).

---

[1] *Both, D.* Utilajul și tehnologia sudării cu gaze și tăierii cu oxigen. București, Editura de stat didactică și pedagogică, 1961. [2] *Spektor, D. S.* Kislorodnofliusovaia rezka nerjaveiușcih stalei. Moscova, Mașghiz, 1962. [3] *Domșa, A.* și *Bicșak E.* Utilizarea reacțiilor termochimice ale unor pulberi de fier insuflate în flacăra oxiacetilenică la tăierea fontelor. În : Buletinul științific al I.P.C., 1962. [4] *Wendel, H.* Tăierea oțelurilor înalt aliate. În : Metallverarbeitung, nr. 6, 1962.

CD 621.791.94.048 :669.14.018.8 :669.14.018.44 :669.13

L'utilisation des poudres métalliques élaborées par l'Institut roumain de recherches métallurgiques de Bucarest à la coupe des aciers inoxydables réfractaires et des fontes

NICOLAE GREAVU

On a improvisé, au laboratoire de soudage ICTCM, une installation expérimentale en vue de l'utilisation des poudres métalliques élaborées par l'Institut roumain de recherches métallurgiques au coupage à flamme et à flux des aciers alliés à forte teneur et des fontes.

La poudre de fer employée pendant le coupage a été préparée en pulvérisant la fonte liquide et en appliquant ensuite un traitement de décarburation.

Les résultats ont démontré que les poudres sont aptes pour le coupage à flamme oxyacétylénique : des aciers inoxydables et des fontes ayant une épaisseur de 20—120 mm, ainsi que des briques réfractaires de chamotte, ont été coupés sur une installation improvisée.

L'auteur présente les dispositifs et les régimes technologiques appliqués.

Recenzii

Revue roumaine des sciences techniques—Série de Mécanique appliquée — tome 9, no. 3, 1964, Édition de l'Académie de la République Populaire Roumaine

M. Mişicu

Sur une théorie de la plasticité et élasto-visco-plasticité asymétrique des corps solides. En partant des équations d'équilibre de la théorie asymétrique de la mécanique des milieux continus et à l'aide d'un système généralisé d'invariants de tension et de déformation proposé dans l'article, on obtient une théorie généralisée des matériaux visco-élasto-plastiques.

P. P. Teodorescu

Sur le calcul des poutres-parois rectangulaires dans le cas des forces massiques quelconques.

En utilisant les résultats généraux concernant le problème plan de la théorie de l'élasticité dans le cas des forces massiques quelconques, on considère quelques cas particuliers : le plan élastique, le demi-plan élastique, la bande élastique, la demi-bande élastique, le quart de plan élastique et le rectangle élastique.

Dipti Deb

Note sur les contraintes développées dans un cylindre circulaire composé, à l'état de rotation. L'auteur tâche de déterminer les contraintes développées dans un cylindre circulaire composé, en mouvement de rotation. La portion intérieure $0 < r \leqslant a$ est isotrope, tandis que l'enveloppe extérieure $a \leqslant r \leqslant b$ est aéolotrope. Le problème est traité comme un problème de déformation plane, en calculant la force de traction aux extrémités, capable de produire un allongement longitudinal nul.

Augustin Petre

Divergence aéro-élastique dans les surfaces portantes en rotation, compte tenu de l'effet des forces centrifuges. On présente le calcul de la vitesse critique de divergence par voie analytique et par des méthodes approchées dans le cas des ailes à section constante, en tenant compte de l'effet des forces de tension.

Radu C. Bogdan

Considérations analytiques sur les groupes cinétiques à deux éléments. Par une méthode unitaire on obtient les paramètres cinématiques comme fonctions explicites du paramètre de Lagrange, pour les groupes cinématiques à deux éléments.

Christian Pelecudi

Analogie électrique dans la cinématique des mécanismes plans.

Le travail comprend une systématisation des chaînes cinématiques adaptée pour écrire les équations complexes concernant les contours indépendants, ainsi que les méthodes et schémas du calcul analogique.

N. N. Patraulea

Sur l'extention relativiste de l'équation de Mestcherski. On considère la généralisation de Mestcherski concernant le mouvement du point matériel à masse variable, dans le cas des vitesses relativistes et dans le cadre de la théorie générale de la relativité. Comme application on établit le calcul de la masse expulsée, nécessaire pour changer la direction de la trajectoire.

T. Oroveanu, Al. Osnea

Sur l'écoulement linéaire d'un liquide compressible dans un milieu poreux. Les auteurs considèrent l'équation différentielle de la pression d'un liquide compressible s'écoulant à travers un milieu poreux tout en tenant compte de l'effet de l'inertie. Ils résolvent quelques problèmes d'écoulement linéaire, qui correspondent à des situations que l'on peut rencontrer dans l'exploitation des gisements de pétrole.

H. Pascal

Sur la constante diélectrique d'un milieu poreux saturé de fluide et la possibilité d'appliquer cette constante à l'investigation géophysique des sondes. L'auteur établit la dépendance fonctionnelle de la constante diélectrique d'un milieu poreux saturé de fluide, en fonction de ses propriétés physiques, en vue de l'interprétation quantitative des mesures effectuées dans un puits.

En outre, il montre la possibilité d'appliquer cette propriété géoélectrique à l'investigation géophysique des puits de pétrole et de gaz, en vue de différencier les couches suivant leur contenance.

Jan Polášek

Profil d'une aile dans un écoulement non homogène. On a élaboré une méthode pour le calcul de l'écoulement autour des profils en courant non homogène. La méthode se fonde sur l'idée de représenter le profil par la distribution continue des tourbillons et des sources sur le squelette du profil. La méthode proposée sert à la solution des problèmes aussi bien directe qu'indirecte dans la théorie des profils.

St. N. Săvulescu, V. Toma

Etude expérimentale de la transition provoquée par l'interaction d'un jet de faible intensité avec la couche limite incompressible d'une plaque plane. Ce cas particulier de transition artificielle met en évidence une zone étendue d'instabilité non linéaire et de mouvements à caractère spotique. Les résultats expérimentaux se réfèrent à la distribution de l'intensité des fluctuations longitudinales de vitesse, des composantes de la fréquence, pour $\mathrm{Re}\,\delta^* < 900$. En faisant varier l'intensité du jet perturbateur et du courant général, on a déterminé l'influence de l'orifice de sortie sur les caractéristiques de la transition. On a trouvé que la couche limite est sélective par rapport à l'amplitude des perturbations, aussi longtemps que $300 < \mathrm{Re}\,\delta^* < 400$ et qu'il y a deux types de spots : explosif et lent.

Al. Marinescu

Effet de la commande aux pales élastiques d'un rotor d'hélicoptère. L'auteur étudie les vibrations forcées des pales d'un rotor d'hélicoptère où les forces perturbatrices sont dues à l'effet de la commande par saut brusque et par action graduelle (oblique). Il indique les conditions dans lesquelles ces vibrations peuvent être atténuées.

Gh. Vasilca, Al. Nica

Aspects de la structure de la surface active de quelques matériaux antifriction pour les paliers. Les processus du rodage et du frottement ultérieur durant le fonctionnement normal des paliers lisses peuvent influencer la structure du matériel de la même façon que le polissage. Les auteurs examinent l'effet de ces processus complexes sur la structure de la surface active de quelques matériaux antifriction.

Revue roumaine des sciences techniques — Série de Mécanique appliquée — tome **9**, no. 4, 1964, Edition de l'Académie de la République Populaire Roumaine

T. Oroveanu

Sur la dessaturation due à la gravitation d'un milieu poreux. On montre que la dessaturation d'un milieu poreux due aux forces de gravitation peut être considérée comme un cas particulier du déplacement d'un fluide par un autre. L'équation différentielle ainsi obtenue est intégrée d'abord pour un milieu poreux aux caractéristiques variables, sans tenir compte de l'action de la pression capillaire, et ensuite pour un milieu poreux homogène, en considérant aussi l'influence de la pression capillaire.

H. Pascal

Dispersion des ondes de pression dans un liquide qui s'écoule à travers un milieu poreux. On établit les dépendances fonctionnelles des vitesses, de phase et de groupe, ainsi que du coefficient d'atténuation, en fonction de la perméabilité et de la porosité du milieu poreux, en montrant que les caractéristiques dynamiques et cinématiques des ondes de pression varient avec la fréquence. On étudie aussi l'influence de la perméabilité sur la déformation des ondes de pression en fonction de la distance parcourue.

T.K. Chaudhury

Sur l'écoulement stationnaire d'un liquide visqueux à gradient de pression constant, dans un cylindre à section lenticulaire. On étudie l'écoulement stationnaire d'un liquide visqueux à gradient de pression constant, dans un cylindre borné de deux arcs circulaires qui s'entrecoupent et dans un cylindre borné d'un arc circulaire et d'une corde. On obtient les expressions pour la résistance visqueuse sur le cylindre et pour le débit total. On examine des cas spéciaux. Pour exemplifier, on fait l'évaluation des débits dans deux cas particuliers.

Corneliu Crăciun

Note sur l'écoulement non permanent d'un liquide visqueux dans un conduit triangulaire. On obtient la distribution des vitesses dans la section d'un conduit triangulaire, pour l'écoulement laminaire d'un fluide visqueux, actionné par un gradient de pression constant jusqu'à un moment, après quoi il décroît de facon exponentielle.

V.N. Constantinescu

Détermination approximative de la distribution des pressions dans les paliers lubrifiés à gaz en régime turbulent. L'auteur propose une méthode générale permettant une détermination approximative simple des caractéristiques de fonctionnement des paliers lubrifiés à gaz en régime turbulent, en fonction des caractéristiques de fonctionnement dans le régime laminaire correspondant. La méthode, qui est rigoureuse aux grandes vitesses [1], [2], peut être étendue avec une précision suffisante à toute vitesse V, respectivement à tout nombre H, et cela aussi bien aux régimes de fonctionnement stationnaires, qu'aux régimes non stationnaires.

D. Dumitrescu, C. Iamandi, C.M. Iancu

L'étude du déversoir utilisé dans les travaux pour l'aménagement des torrents. Les études effectuées sur certains problèmes de la hydraulique de l'aménagement des torrents ont fait ressortir l'importance toute spéciale des évacuateurs, due aux conditions particulières dans lesquelles ils sont appelés à fonctionner.

L'étude recommande des relations de calcul établies pour le cas particulier de l'écoulement en régime rapide en travers de ces déversoirs.

Claudiu Ionescu-Bujor

Introduction à l'étude intrinséque de la classe des écoulements permanents du plasma parfait dans un champ magnétique stationnaire. L'auteur substitue, au système classique d'équations caractérisant la classe des écoulements permanents du plasma parfait dans un champ magnétique stationnaire, un autre système d'équations — appelé ,,système réduit" — tout en montrant leur équivalence. Il introduit une méthode mathématique exacte permettant d'étudier le ,,système réduit" d'équations.

N. N. Patraulea

Solution à profils de vitesses semblables, de l'équation de la diffusion appliquée à la couche limite. On considère l'équation de la diffusion à coefficients constants appliquée à la couche limite laminaire incompressible bidimensionnelle, et on détermine la loi du soufflage (ou aspiration) à la paroi, afin que les profils des vitesses soient semblables, dans le cas d'un courant extérieur quelconque.

Lucian Dumitrescu, Ludwig Welther

Une méthode pour la production des ondes de choc faibles. On présente une installation qui permet de produire des ondes de choc très faibles, utilisables pour l'étalonnage des transducteurs de pressions à haute sensibilité. On donne les résultats théoriques et les vérifications expérimentales.

D. Mangeron, A. F. Chestopal

Le problème des spectres des plaques triangulaires. En utilisant les résultats obtenus à la suite d'une étude qu'ils ont effectuée récemment sur le problème du développement des fonctions de Green relatives aux opérateurs différentiels linéaires aux dérivées partielles, et en procédant d'après des solutions fondamentales, les auteurs étudient le problème des oscillations des plaques triangulaires, dans l'hypothèse que les triangles sont équilatéraux ou bien des moitiés de tels triangles.

Radu Voinea, Dionisie Crăifăleanu

Sur la vitesse critique des arbres. On étudie la vitesse critique d'un arbre dont la section transversale est circulaire, étant simultanément soumis à la torsion et à la compression. Les résultats sont présentés sous la forme d'une table et de diagrammes destinés aux calculs.

Radu C. Bogdan

Étude générale, par séries harmoniques complexes, sur les mécanismes à cinq éléments articulés.

Par la méthode générale des séries harmoniques complexes élaborée pour les groupes d'Assur, on détermine, sous une forme concise et symétrique, les coefficients des paramètres cinématiques.

D. Mangeron, A. Jasiulionis, Liliana Mateescu

Nouvelles méthodes matricielles dans l'étude des mécanismes et des machines. I. On a élaboré une traduction sous forme matricielle des séries Fourier et des séries harmoniques complexes, qui interviennent dans l'étude des divers phénomènes physiques et techniques, pour établir le programme des calculs aux machines électroniques (mathématiques) de calcul.

H. Cohen, C. N. De Silva

Les efforts adhésifs dans les plaques en métal collées. L'article traite de la distribution des efforts dans l'adhésif qui fait coller deux tôles métalliques. La structure rigidisée est considérée comme une plaque aux discontinuités finies dans son épaisseur. Les efforts adhésifs maximums apparaissent aux bords de l'adhésion, indépendamment de la longueur. On donne un exemple d'application.

P. P. Teodorescu

Sur certains problèmes plans de l'élastodynamique. En utilisant une formulation générale du problème plan de l'élastodynamique, on expose une méthode de calcul pour le cas quasistatique et pour la détermination des vibrations propres.

S. K. Sarkar

Note sur les vibrations de torsion d'une barre mince confectionnée en voigt-matériel visco-élastique. On examine les vibrations de torsion d'une barre mince semiinfinie, en matériel visco-élastique, dues à une torsion par impulsion à l'un des bouts. La solution est obtenue à l'aide de la transformée Laplace.

Einar Keintzel

Calcul des cadres spatiaux étage-axial-symétriques au moyen d'équations aux différences finies. En utilisant des équations aux différences finies, l'auteur établit les expressions des inconnues statiques des cadres spatiaux axial-symétriques monotones, sollicités par des charges horizontales.

Revue roumaine des sciences techniques — Série de Mécanique appliquée, tome **9**, no. 5, 1964, Edition de l'Académie de la République Populaire Roumaine.

I. Anton

Similitude de cavitation sur les turbines hydrauliques. On établit une relation permettant de calculer le coefficient de cavitation de la turbine réelle, connaissant celui du modèle.

Cette relation aide à l'interprétation des résultats expérimentaux inscrits dans la littérature qui ont comme but d'élucider l'effet de l'échelle dans les recherches de cavitation sur les turbines.

T. Oroveanu

Sur la représentation différentielle de la loi de Darcy. Les deux formes différentielles possibles de la loi de Darcy sont examinées afin de montrer que seulement celle utilisée habituellement dans la littérature de spécialité est correcte. On étudie aussi la possibilité d'utiliser l'autre forme de la loi de Darcy à la solution de quelques problèmes assez difficiles, mais la conclusion est négative.

Lothar von Wolfersdorf

L'écoulement magnétohydrodynamique dans un canal aux parois à comportement électrique non homogène. Le travail traite de l'écoulement permanent d'un fluide visqueux, incompressible, à conductivité électrique, en présence d'un champ magnétique transversal entre deux parois qui se composent de deux moitiés de conductibilité électrique différente. Le problème aux limites s'y rapportant est résolu en utilisant la technique Wiener-Horf.

Sukumar Lahiri

L'écoulement à cisaillement constant, autour d'un cylindre formé par deux arcs paraboliques confocaux. L'auteur résout le problème de l'écoulement bidimensionnel à cisaillement constant, autour d'un cylindre limité par deux arcs paraboliques confocaux. On détermine la position des points de stagnation pour différentes valeurs d'un paramètre adimensionnel et on fait le calcul des forces sur le cylindre.

E. Carafoli, C. Berbente

La détermination des caractéristiques des profils aérodynamiques en écoulement supersonique-hypersonique, tenant compte des pertes de pression par les ondes de choc. On établit les formules pour le calcul des caractéristiques aérodynamiques (C_z, C_m, C_x) des profils en régime supersonique-hypersonique, en considérant les pertes par les ondes de choc. À la suite des vérifications il résulte que ces formules peuvent très bien remplacer le calcul aux tableaux d'expansion et aux ondes de choc, dans un large intervalle d'angles de déviation (jusqu'à $\pm 35°$) et nombres Mach (jusqu'à $M \infty = 9$).

N. N. Patraulea

Solution approximative à profils des vitesses semblables des équations de la couche limite à aspiration ou soufflage à la paroi. On donne une solution approximative à profils des vitesses semblables des équations de la couche limite laminaire, incompressible, à soufflage ou aspiration à la paroi et dans le cas d'un courant extérieur potentiel quelconque. Dans le cas particulier du courant extérieur uniforme, la solution coïncide avec la solution rigoureuse connue.

Şt. N. Săvulescu

La distorsion du profil de vitesses Blasius due aux effets tridimensionnels dans la couche limite. L'auteur étudie l'influence de la vitesse latérale *W*, introduite dans les équations de la couche limite par les termes $w\frac{\partial u}{\partial z}$ et $\frac{\partial w}{\partial z}$, sur le profil des vitesses Blasius. On obtient un profil modifié qui dépend du nombre Reynolds et de $\frac{\partial w}{\partial z}$. La comparaison avec les données expérimentales montre un accord satisfaisant.

Radu C. Bogdan

Mécanismes à cinq éléments articulés. I. *Rapport de transmission positif.* On étudie différents mécanismes au rapport de transmission positif, à l'aide des séries harmoniques complexes et par la méthode mécano-électronique.

D. Mangeron

L'étude de la dynamique des machines dans la lumière d'une nouvelle représentation de la mécanique analytique. I. Dans ce travail, on présente, en vue d'une étude ultérieure de certains problèmes de la dynamique des machines, de nouvelles formes d'équations de mécanique analytique holonome et non holonome. Les résultats obtenus ouvrent la possibilité d'une nouvelle représentation systématique de la mécanique analytique tout entière.

Fl. Dincă, C. Teodosiu

L'étude des oscillations libres des systèmes à dissipation quadratique asymétrique. On étudie les oscillations libres des systèmes à dissipation quadratique asymétrique en mettant l'accent sur l'influence que la dissipation exerce sur les amplitudes et les accélérations maxima et sur leur distribution en temps.

Gh. Vasilca, Al. Nica, O. Biţă, I. Dincă

Quelques aspects de l'influence de la structure sur le comportement de deux alliages d'aluminium dans le processus de glissement et d'usure. On fait l'analyse, au point de vue de la structure, du comportement manifesté par deux alliages d'aluminium, le Al-Sb à structure à inclusions dures et le Al-Sn à constituants mous, au glissement et à l'usure.On met en évidence les relations existantes entre les phases principales de la structure et les propriétés au glissement et à l'usure des alliages respectifs, et on confirme cette relation résultée de l'étude de la physique des surfaces actives.

M. Gr. Năstase, M. Vidan

La variation des coefficients d'absorption des rayons X, en fonction de l'épaisseur du matériau absorbant. On présente la démonstration théorique et les résultats expérimentaux portant sur la variation des coefficients d'absorption des rayons X, en fonction de l'épaisseur du matériau absorbant ; la connaissance de ces coefficients effectifs d'absorption permet, grâce à la réduction de la durée d'exposition, l'accroissement de la productivité dans le contrôle défectoscopique non destructif des éléments de machines.

Al. Marinescu

L'analyse approximative des vibrations forcées des fusées. On étudie le problème des vibrations forcées des fusées, sous l'action de certaines forces extérieures harmoniques, aléatoires et discontinues.

V. Manea

Les vibrations des plaques planes minces élastiques dans la théorie sans hypothèse Love-Kirchhoff. En utilisant les équations d'équilibre dynamique des plaques planes minces élastiques, établies dans le cadre d'une formulation antérieure qui ne fait pas appel à l'hypothèse Love-Kirchhoff, on construit la solution du problème des vibrations libres et forcées pour une plaque de forme rectangulaire.

Revue roumaine des sciences techniques — Série de Mécanique Appliquée, tome **9**, no. 6, 1964, Edition de l'Académie de la République Populaire Roumaine.

L. M. Milne-Thomson

Une équation intégrale exacte pour l'onde isolée. On obtient l'équation intégrale d'une onde isolée dans une masse d'eau à fond horizontal, à l'aide d'une transformation conforme, équation qui donne la direction du mouvement d'une particule située à la surface de l'onde. On indique la manière dont la solution de cette équation pourrait fournir des informations complètes sur l'écoulement, y compris la forme du profil de l'onde.

D. Mangeron, L. E. Krivochéine

Nouvelles méthodes pour le calcul numérique des solutions des différents systèmes intégro-différentiels rencontrés dans la mécanique appliquée. I. Les auteurs étudient la détermination approximative des solutions des systèmes intégro-différentiels linéaires et non linéaires polyvibrants et paraboliques, en utilisant quelques méthodes propres, comme par exemple, la méthode polynômiale, la méthode d'analyse à l'aide des polynômes de Kantorovic, etc.

Constantin Sabin Ioan

Recherches sur les jets plans incompressibles limités par des nappes de jet. On donne les résultats des recherches effectuées dans la soufflerie plate, de petite turbulence, de la section d'aéromécanique de l'Institut de Mécanique Appliquée „Traian Vuia", dans le but d'expérimenter l'influence des nappes de jet marginales sur la contraction des jets plans, incompressibles.

La forme des nappes de jet marginales ainsi que les valeurs obtenues pour le coefficient de contraction sont en concordance avec les résultats des calculs théoriques executés selon la méthode donnée dans [1].

Radu C. Bogdan

Mécanismes à cinq éléments articulés. II. Rapport de transmission négatif. On étudie différents mécanismes au rapport de transmission négatif, à l'aide des séries harmoniques complexes et par la méthode mécano-électronique.

N. I. Manolescu

Une méthode unitaire pour la formation des chaînes cinématiques et des mécanismes plans articulés avec différents degrés de liberté et mobilité. Basé sur les sept théorèmes qu'il a établis, l'auteur forme toutes les chaînes cinématiques planes articulées avec différentes espèces de degrés de liberté („total", „partiel" ou „fractionné") et ayant un nombre déterminé des éléments et articulations (pour $L_3 \geqslant 4$).

Chr. Pelecudi

Considérations de probabilité sur la détermination des défauts des surfaces sphériques. On examine les problèmes de probabilité qui surviennent dans la recherche mécano-automatique et dans la recherche simple, visuelle, pour trouver les défauts des surfaces sphériques.

Augustin Petre, Cristian Stănescu

Effets aéro-élastiques sur l'efficacité des ailerons, compte tenu de l'influence des restrictions dues au fixage. On présente une étude de l'efficacité des ailerons, dans l'hypothèse d'une barre à parois minces.

On détermine, dans cette condition, la relation entre la vitesse de rotation de l'avion autour de l'axe longitudinal et le braquage des ailerons, dans un mouvement de régime.

La vitesse critique d'annulation de l'effet des commandes est calculée pour les cas courants, en fonction des paramètres adimensionnels ; les résultats sont présentés aussi bien sous forme de tableaux que de diagrammes.

M. Mişicu

Une généralisation des équations de Cosserat du mouvement des milieux déformables (avec degrés internes de liberté). En considérant un milieu donné d'une organisation microstructurale déterminée, on construit les éléments de la théorie cinématique et dynamique et on établit les équations de mouvement et de conservation de l'énergie, en tenant compte des effets mécaniques d'ordre supérieur.

V. Manea

Sur la théorie des plaques planes élastiques d'épaisseur moyenne. En choisissant de façon convenable les expressions des déplacements, on donne à la théorie des plaques d'épaisseur moyenne une formulation ayant le caractère de généralisation de la théorie donnée antérieurement pour les plaques planes minces. On présente la manière dont on construit la solution, aussi bien pour l'état de sollicitation plane que pour celui de flexion.

Nicolae Şandru

Sur l'action d'une force concentrée dans l'espace élastique infini. On étudie l'action d'une force concentrée dans un milieu élastique infini à l'aide de la fonction de Dirac.

Madhab Chandra Bagchi

Note sur les tensions dans une plaque elliptique mince, dues à un noyau de déformation thermoélastique. En utilisant les coordonnées elliptiques, l'auteur obtient les tensions planes dues à un noyau de déformation thermoélastique situé en un point d'une plaque elliptique. On déduit les résultats numériques pour les tensions sur le contour.

Valeriu Petcu

Le concept de coefficient de surcharge plastique dans le calcul des structures hyperstatiques en béton armé. On présente une théorie du calcul plastique des structures hyperstatiques en béton armé, composées de barres, basée sur le concept nouveau de coefficient de surcharge plastique.

On met aussi en évidence l'étroite liaison entre ce concept et celui plus général de coefficient de redistribution.

Eduard Nicolau

Microbéton au liant époxidique utilisé à l'étude des modèles des constructions. On présente les principales caractéristiques physico-mécaniques d'un microbéton au liant époxidique pour l'exécution des modèles utilisés dans les recherches sur la résistance des constructions.

Gh. Vasilca, Olga Biţă, I. Dincă

Recherches sur la résistance à l'usure et au grippage de certains ensembles en acier durci. On étudie le comportement à l'usure et au grippage des surfaces de frottement en acier, dans la structure desquelles la répartition de la cémentite se fait sous forme de réseau ou bien punctiforme. Dans le premier cas, on constate que la résistance au grippage et à l'usure d'abrasion est plus réduite, fait que l'on peut attribuer à l'affaiblissement des forces de cohésion entre les granules, causé par la fragilité de la cémentite séparatrice. En conditions de lubrification avec gas-oil pur ou rendu impur avec acide oléique ou bien avec de l'eau en proportion de 50 %, le comportement à l'usure des matériaux sous des charges usuelles ne subit aucune influence due à la répartition de la cémentite.

N. S. Pârvulescu

Sur le flambage hyperélastique des barres d'acier.

L'auteur reprend le problème du flambage hyperélastique dans le cas des barres d'acier et, en admettant certaines hypothèses, arrive à la formule de la tension critique, tout en ne connaissant que la limite conventionnelle d'écoulement qui caractérise l'acier considéré.

Gunadhar Paria

Le mouvement radial d'une sphère élastique dans un champ magnétique.

On fait des recherches sur le mouvement radial d'un corps sphérique élastique dû à l'application d'un champ magnétique qui varie en fonction du temps, d'après une loi prescrite. Les équations constitutives, dont le caractère est non linéaire, sont résolues exactement à l'aide d'une méthode inverse. On détermine les distributions de tensions et de champs électriques et magnétiques.

Revue roumaine des sciences techniques — Série Electrotechnique et énergétique — tome **9**, no. 2, 1964, Ed. de l'Académie de la République Populaire Roumaine

R. Răduleţ, C. Mocanu

Approximations des phénomènes de refoulement net du courant électrique alternatif dans les conducteurs prismatiques. On expose deux méthodes d'approximation de la résistance des conducteurs prismatiques, dans le cas de refoulement des courants. Selon la première, les quantités sur chaque face du prisme sont estimées par la moyenne arithmétique de celles qui s'établiraient si cette face était un demi-plan appartenant au dièdre constitué d'abord avec l'une et puis avec l'autre des faces avoisinantes. Selon la seconde, ces mêmes quantités sont assimilées à celles qui se trouveraient sur une face raccordant les deux plans du dièdre obtenu par la prolongation des faces voisines à celle considérée. On fait aussi usage d'une méthode de minimum, et on montre ensuite que ses résultats sont en bonne concordance avec les données expérimentales.

Enfin, pour les conducteurs à section rectangulaire, on calcule par des méthodes ressemblantes l'effet ,,homogène'' de proximité dû à d'autres conducteurs.

Paul Dimo

Les solutions des ,,Equivalents REI'' du réseau entier. L'équivalent à charge unique. En commençant par une énumération des propriétés des ,,Equivalents REI'' du réseau, dans son ensemble, qui font partie des équivalents utilisés dans ,,l'analyse nodale '' de l'auteur, on indique leurs nombreuses applications aux problèmes des réseaux complexes modernes. Un exemple d'application concerne la détermination de diverses formules de pertes à coefficients constants (B). Les recherches sont entreprises par 3 voies parallèles : analytique, par la voie matricielle résoluble à l'aide des calculateurs numériques ; topologique, par la recherche sur les schémas d'une structure simple et type, et graphique, par l'établissement de diagrammes également type fondés sur des courants de court-circuit.

V. Caracudovici, J. Gayraud,
N. Moldoveanu, Cs. Nagy

Contributions à la systématisation des indices de consommation spécifique d'énergie. On expose les principes d'un système constitué par des indices de consommation spécifique d'énergie et de normalisation de la consommation d'énergie dans les secteurs productifs.

N. Antonescu

Caractéristiques de la combustion dans les foyers tunnel des stabilisateurs hélicoïdaux. On analyse les effets sur le processus de combustion du mouvement hélicoïdal du mélange combustible gaz méthane-air dans un foyer tunnel. Le principal effet est une augmentation sensible de la vitesse de combustion.

Tout comme dans le cas de la combustion dans un courant linéaire, la vitesse de combustion peut être exprimée en fonction du coefficient de débit, mais on voit apparaître, en outre, dans l'exposant de celui-ci une fonction de l'angle de tourbillonnement.

V. Pimsner, I. Cserveny

Etude de l'utilisation de la turbine pour comprimer les gaz naturels dans les pipe-lines. Les auteurs analysent la possibilité d'adapter une turbine, fabriquée en vue de fonctionner avec les gaz de combustion d'un moteur Diesel, au fonctionnement au gaz méthane et d'utiliser l'énergie ainsi obtenue pour augmenter la pression du gaz dans les pipe-lines afin de faciliter son transport vers les stations suivantes. Le problème est attaqué de deux manières : par la théorie de la similitude et par le calcul direct de la caractéristique universelle de la turbine pour son fonctionnement au gaz méthane, en partant de ses caractéristiques constructives.

Ioan Nistor

Nouveaux éléments pour caractériser quelques houilles roumaines. I. Séparations gravimétriques. On présente une série de séparations gravimétriques appliquées à certaines houilles roumaines, et l'on montre qu'elles sont dues aux diverses constitutions de la masse organique des charbons.

On fait ressortir les différences existant entre les fractions séparées, en ce qui concerne la teneur en carbone, hydrogène, volatiles, ainsi que les indices de gonflement ; l'auteur considère que la méthode de séparation gravimétrique est un guide plus sensible que les analyses chimiques, pour la détermination du degré d'évolution des charbons.

V. V. Ghia

Réduction de la consommation de combustible par l'application de la recirculation des gaz dans les fours de raitement thermique. On présente le calcul thermodynamique et les performances réalisées par les fours de traitement à la flamme, fonctionnant avec recirculation des gaz, ceux-ci étant pris à leur évacuation du récupérateur de chaleur, qui réchauffe l'air utilisé pour la combustion.

I. Carabogdan

Les températures caractéristiques des combustibles solides. On a déterminé au moyen du microscope spécial de Leitz, dans une atmosphère oxydante, les températures caractéristiques des cendres des charbons roumains. On étudie l'influence sur ces températures de chaque oxyde composant les cendres et l'on discute le comportement des cendres dans les installations à évacuation liquide des scories. On a étudié une série de cendres synthétiques ayant les rapports silice-alumine de 1,53—3,21, en déterminant, pour chaque rapport, l'influence de chaque oxyde considéré à part. On discute la possibilité d'une détermination approximative de la température de fusion des cendres des charbons naturels (dont on connaît l'analyse chimique) au moyen des courbes relevées sur les cendres synthétiques. Les températures caractéristiques, ainsi déterminées, sont assez voisines de celles fournies directement par le microscope de Leitz.

Revue roumaine des sciences techniques — Série Electrotechnique et énergétique — tome **9,** no. 3, 1964. Ed. de l'Académie de la République Populaire Roumaine.

Remus Răduleţ, Paul Dimo

Schémas équivalents. I. Théorie des schémas complets les plus simples, équivalents aux réseaux électriques linéaires par rapport à un de leurs côtés. On démontre qu'il n'existe que deux schémas simples équivalents à un réseau électrique linéaire par rapport à une de ses branches : le schéma étoile (parallèle) et le schéma série. Le premier, contenant des génératrices de tension, avec les tensions réelles des génératrices correspondant au réseau réel ; le second, contenant des génératrices de courant, dont les courants de court-circuit sont les courants de court-circuit des génératrices du réseau réel. Une branche passive figure dans les deux schémas dérivés du point central dans le schéma parallèle et en série dans le schéma série. On montre les voies par lesquelles on peut calculer les valeurs des admittances des schémas équivalents, en remarquant deux cas particuliers pour la structure du réseau : les branches contenant des génératrices de tension connectées en étoile, ou bien en série dans une boucle du réseau.

Matei Marinescu

Étude de l'application d'une charge apériodique aux moteurs à hystérésis électromécanique. L'auteur démontre qu'un électro-aimant, dont l'armature mobile constitue un système apériodique, peut entrer dans un régime périodique en fonctionnant comme moteur, et ne développer un travail mécanique que lorsqu'il est alimenté par des impulsions de courant et quand la fréquence des impulsions est égale à une fréquence ,,électromécanique'' propre, déterminée par les paramètres mécaniques et électriques du système.

A. Avramescu, G. Drăgan,
I. Adămuţ, M. Petcu

Surtensions de déclenchement modelées à l'aide d'un quadripôle. L'article contient la méthode d'étude des surtensions qui apparaissent au déclenchement des lignes fonctionnant à vide ainsi que les résultats obtenus sur une calculatrice analogique.

A. Ţugulea

Calcul des courants de Foucault et des pertes afférentes dans une plaque toroïdale à section rectangulaire. On établit par intégration des équations au champ électromagnétique en régime harmonique quasi-stationnaire les expressions des courants de Foucault et des pertes afférentes dans une plaque toroïdale, située dans le champ magnétique d'un con-

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

ducteur rectiligne avec lequel elle est coaxiale, ou dans le noyau magnétique toroïdal d'une bobine à enroulement uniforme.

On étudie le comportement asymptotique de la solution lors de l'effet pelliculaire peu prononcé ou net.

M. Elefterescu, Şt. Kovacs, G. Trandafirescu

Considérations sur le problème du transport de combustible et de transmission électrique. On indique les aspects caractéristiques du problème d'approvisionnement des consommateurs avec des combustibles et de l'énergie électrique ; on précise les indicateurs nécessaires pour comparer les divers types de transport de combustible et de transmission électrique et pour délimiter les zones d'influence des divers centres producteurs.

Constantin Guţu, Mihai Petcu, Antoaneta Soci

Critériums d'évaluation des effets économiques des variations de la tension. Après avoir examiné les grandeurs par lesquelles on exprime, à présent, le caractère des variations de la tension, on décrit une méthode permettant de déterminer les dommages causés par les variations de la tension d'alimentation et l'on examine les conditions dans lesquelles il est possible de traiter plus simplement le problème.

On expose les résultats obtenus lors de l'application de la méthode chez un grand consommateur industriel.

T. Miclescu

Les possibilités de stockage des combustibles et des porteurs d'énergie et leur expression par le modèle mathématique du bilan énergétique général. On complète ici le modèle mathématique du bilan énergétique général, présenté dans un article antérieur, par l'aspect des régimes de consommation et de production de l'énergie ainsi que des porteurs d'énergie.

Călin Adrian Vasilescu, Victor Pimsner

Diagramme entropique à axes courbes construit pour 1 kg de substance. Les auteurs présentent un diagramme entropique à axes courbes pour le calcul des cycles thermodynamiques des moteurs Diesel et des turbines à gaz. Le diagramme est construit pour 1 kg d'air et de produits de combustion à diverses valeurs du coefficient d'excès d'air, ce qui impose la composition élémentaire suivante du combustible : $C = 0{,}8608$ et $H = 0{,}1392$.

On présente aussi le diagramme construit à une échelle convenable. Les unités de mesure utilisées correspondent au système international MKS.

V. V. Ghia

Calcul des récupérateurs tubulaires à convection, fonctionnant à l'air d'admission réchauffé. On propose la méthode à adopter pour le calcul judicieux du récupérateur, au cas où en vue d'éviter la corrosion, on utilise la recirculation de l'air réchauffé, ou bien le mélange de l'air froid insufflé avec des gaz de combustion brûlants, aspirés du foyer.

M. Năstase, Al. Dănescu, N. Blezu

Le régime thermique de la chambre de précombustion et les processus de combustion dans l'antichambre. Les auteurs présentent les résultats obtenus lors des recherches expérimentales concernant l'influence de la température des parois de la chambre de précombustion sur le processus de combustion dans les moteurs Diesel avec des antichambres, en modifiant la vitesse de rotation et la charge du moteur.

L'étude des processus de la combustion a été effectuée en analysant les paramètres suivants :

— la période de retard à l'allumage ;

— la période mesurée entre le moment de l'allumage du combustible dans la chambre de précombustion et le commencement de la combustion dans la chambre principale ;

— la vitesse d'accroissement de la pression ;

— la pression maximum dans l'antichambre.

I. Carabogdan

Sur la température de combustion des combustibles solides. On a déterminé, au moyen de l'appareil de Güniker, les températures d'inflammation de la poussière résultée du broyage des principaux types de combustibles solides de Roumanie. On a étudié l'influence : de la teneur en cendres, des matières volatiles, de l'humidité et de la granulation sur la température d'inflammation. On a déduit les relations entre la température d'inflammation et les dimensions des particules provenant des divers charbons. L'auteur propose une méthode pour le calcul de la température moyenne d'inflammation d'une poussière, ainsi qu'une méthode permettant ce même calcul dans le cas d'une répartition granulométrique satisfaisant la relation de Rossini-Rammler-Sperling.

D. Grecov, I. Iordache

Le rayonnement des flammes éclairantes de gaz naturel. On étudie l'influence des différents facteurs sur les valeurs du coefficient d'émission totale des flammes éclairantes, en présence des particules de charbon. Les formules proposées permettent de calculer les valeurs de ce coefficient, en dépendance du diamètre moyen des particules, de leurs concentrations et de l'épaisseur de la flamme.

C. Haiducu

La méthode d'optimisation des paramètres du générateur de vapeurs dans les centrales électriques nucléaires combinées avec des réacteurs nucléaires à l'eau sous pression. On présente la méthode d'optimisation des paramètres des générateurs de vapeurs dans les centrales électriques nucléaires combinées (CENC).

Pour CENC, les valeurs Δt_l^{opt} et W^{opt} dépendent de $\Delta_{1\gamma}$ et z_c^{-0}. Pour les différents réacteurs à l'eau à haute pression et pou des puissances thermiques constantes du réacteur, Δt_l^{opt} et W^{opt} seront différentes.

La méthode proposée peut être utilisée pour CEN, en utilisant pour le processus de surchauffage des vapeurs, le combustible classique.

I. Toreanu

Sur la transmission de chaleur gaz-particules dans les fours clinker modernes. On étudie certains problèmes du mécanisme de la transmission de chaleur dans le système gaz-particules, et on approfondit la question de l'échange de chaleur dans les fours clinker.

On élabore en vertu des expressions obtenues, le système rationnel de calcul pour la transmission de la chaleur, par thermoconductibilité et convection thermique, dans les installations analysées.

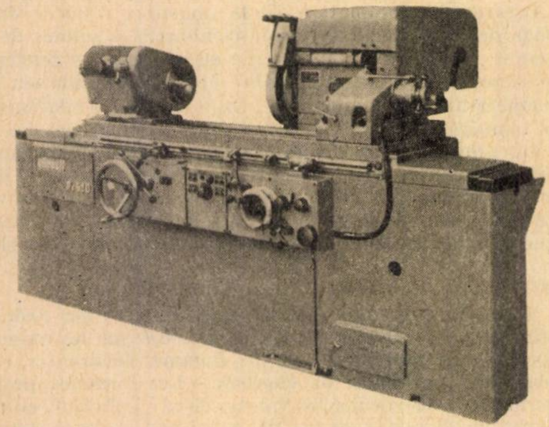
Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din R.P.R. – Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon : 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 B.R.P.R. — Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi : lei 150 anual ; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 16. Tiparul : I. P. „Informaţia", str. Brezoianu nr. 23—25. Bucureşti, c. 1629.
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D. G. P. Tc. nr. 560/727/1965.

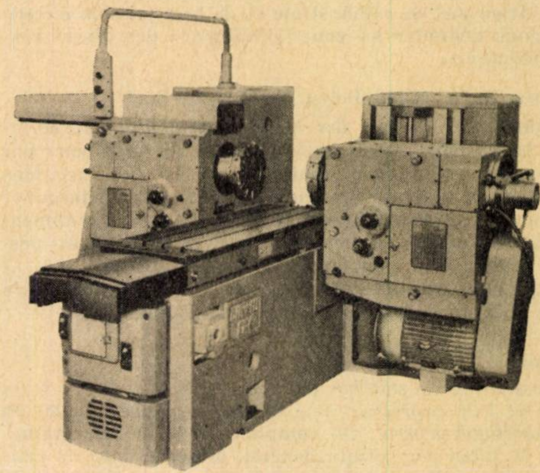
41 023

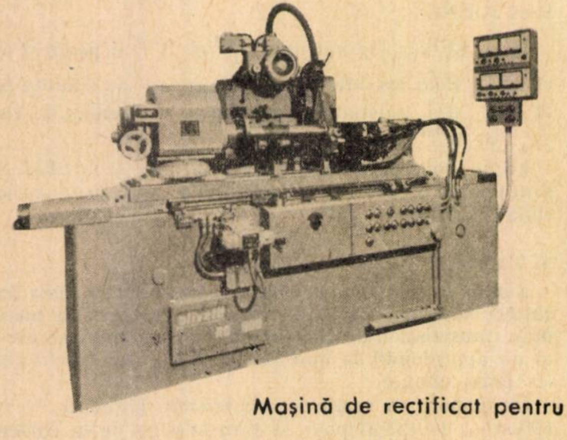
1883

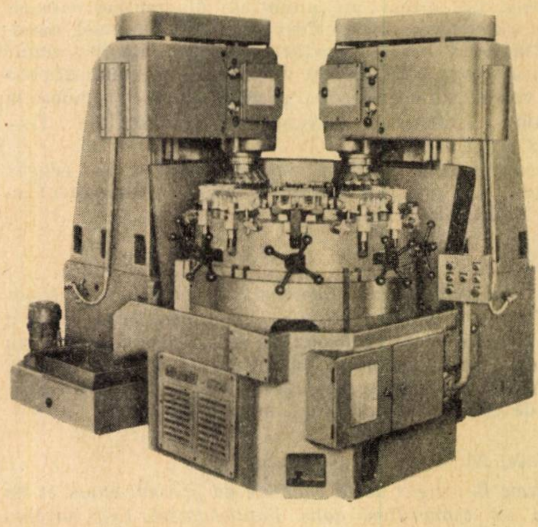
O

Înaltă specializare şi un ridicat nivel de automatizare sînt caracteristicile necesare maşinii unelte moderne. Aceste caracteristici se regăsesc în cadrul vastului şi completului sortiment de produse ale sectorului de maşini-unelte Olivetti. De la maşinile de frezat plan pînă la maşinile de rectificat, de la maşinile de găurit cu comandă numerică şi pînă la maşinile speciale, întreaga gamă de maşini-unelte Olivetti constituie echipamentul complet al unei industrii mecanice la nivelul productivităţii şi concurenţei internaţionale


Maşină de rectificat universală R4—510


Maşină de frezat plan FP4—UP18


Maşină de rectificat pentru fabricaţia de mare serie RO—800

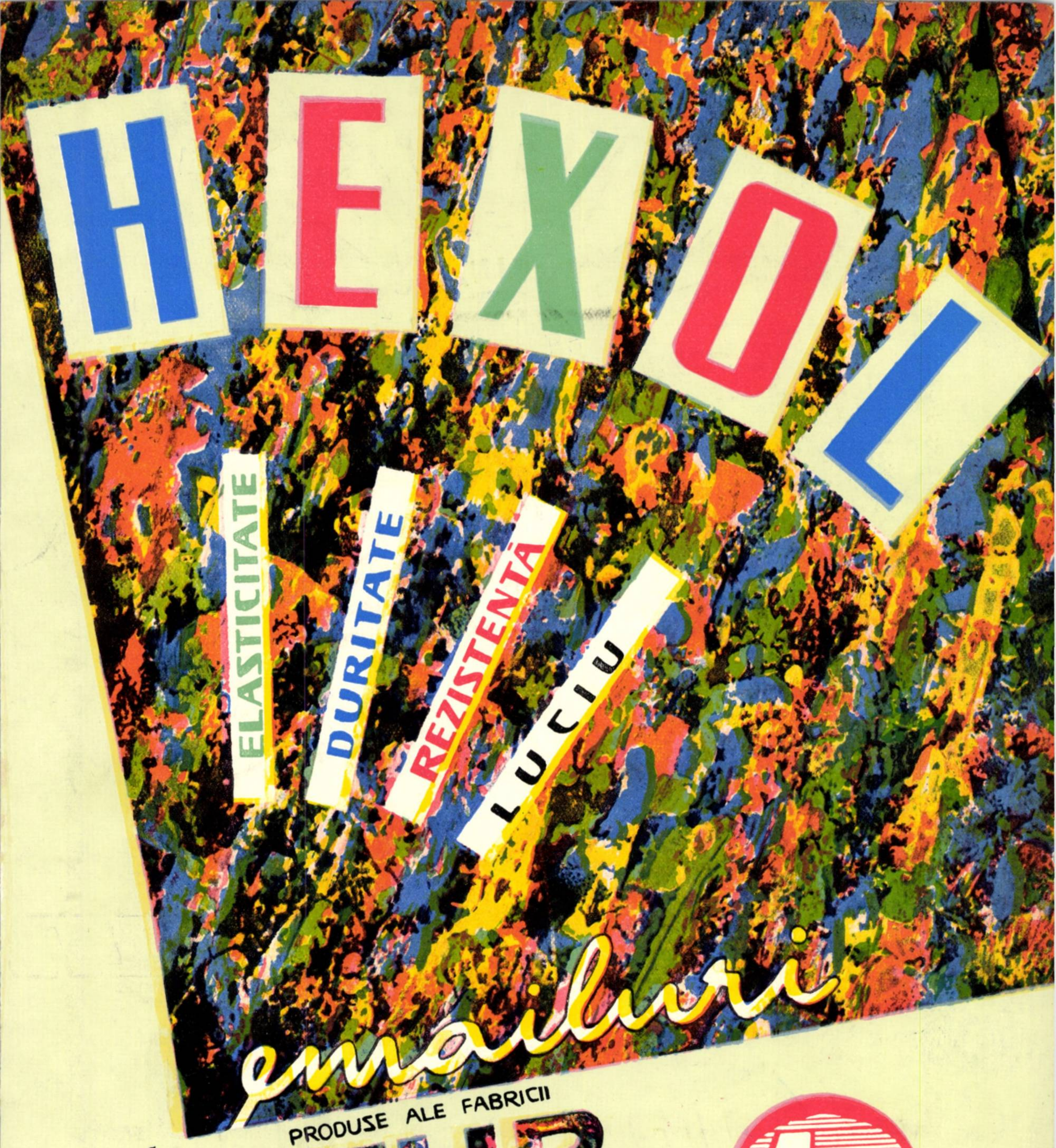

Maşină de frezat cu masă rotativă FG4—2

Astăzi, programul de fabricaţie pentru maşinile-unelte Olivetti cuprinde: ◆ maşini de frezat plan cu ciclu automat, cursa mesei de la 500 la 5 000 mm, cu 2-3-4 capete de frezat dispuse pe verticală, orizontal sau inclinat, cu electromotor de 5-10-18-25-32 CP ◆ maşini de frezat automate cu comandă prin came a mesei pentru prelucrarea pieselor de dimensiuni reduse ◆ maşini de frezat cu masă rotativă, cu 1 sau 2 capete de frezat ◆ maşini de rectificat universale, cu distanţa dintre vîrfuri de la 415 la 2 150 mm, cu cap portsculă hidraulic şi cu variaţie continuă a turaţiei ◆ maşini de rectificat normale ◆ maşini de rectificat pentru fabricaţia de serie mare, cu 1 sau 2 capete portsculă normalizate de 10 CP, dispuse paralel şi oblic în raport cu masa ◆ maşini de alezat automate cu 1-2-3-4 capete cu ciclu automat ◆ dispozitive de lucru pentru găurire, alezare, frezare, filetare ◆ dispozitive deplasabile pentru maşini combinate ◆ maşini de găurit de precizie verticale, de banc şi cu coloană, cu 1-2-3 capete de găurit ◆ maşini speciale cu poziţie fixă, cu masă rotativă, cu tambu sau prin transfer ◆ prese cu excentric, automate, cu cuplaj pneumatic ◆ maşini de găurit cu comandă numerică, cu sau fără schimbarea automată a burghielor.

Ing. C. Olivetti & C.,S.p.A. — Sectorul maşini-unelte — San Bernardo d'Ivrea (Italia) — Adresa telegrafică: Meccanica Olivetti

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

olivetti


HEXOL
ELASTICITATE
DURITATE
REZISTENȚĂ
LUCIU
emailuri

PRODUSE ALE FABRICII

AZUR

TIMIȘOARA Spl. Penes Curcanul 3-5

- Se fabrică într-o gamă variată de culori
- Aplicarea cu pensulă, pistol sau scufundare
- Uscarea la aer sau la cuptor

UZINA
Vulcan
BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

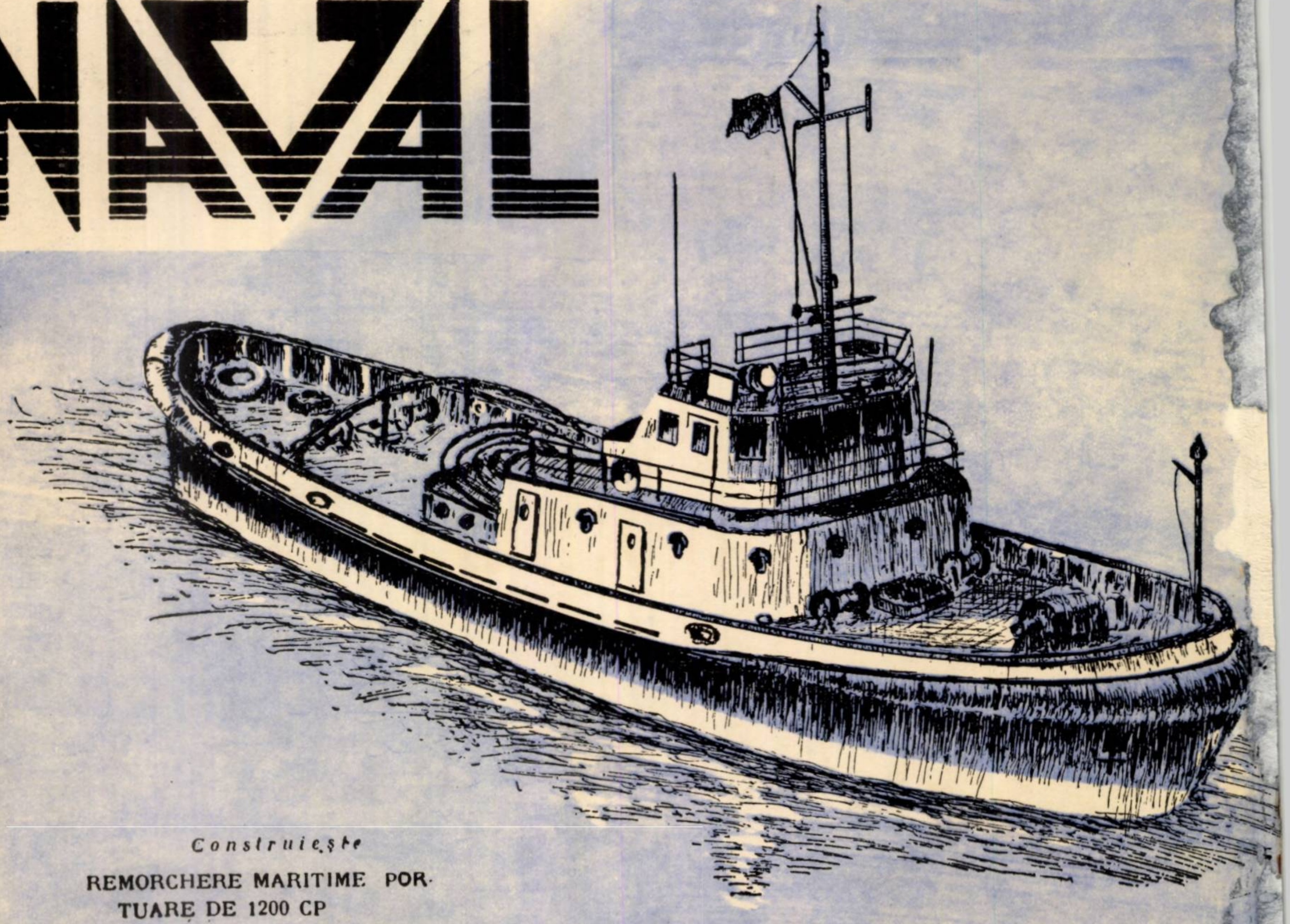
E 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

8

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVII • Nr. 8 • AUGUST 1965

SANTIERUL
NAVAL



Construiește

REMORCHERE MARITIME PORTUARE DE 1200 CP

ŞLEPURI FLUVIALE DE 1000 şi 1700 t

DRĂGI REFULANTE DE 500 kW

ŞALUPE FLUVIALE DE 65 CP

BRAILA

Uzina

UNIVERSAL-650

E3279

TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

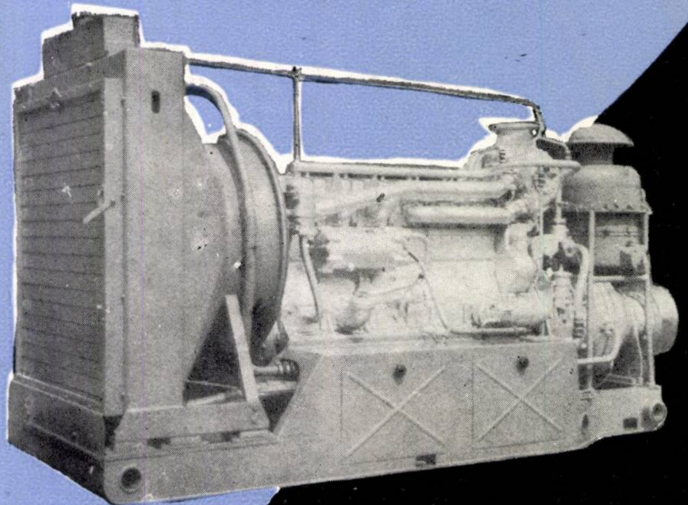
PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

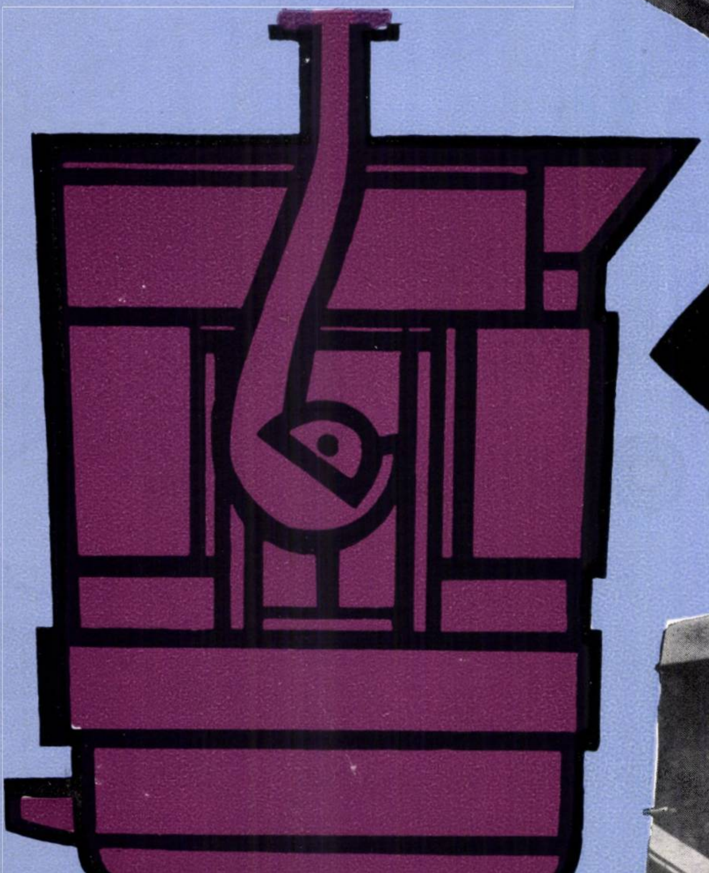
Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

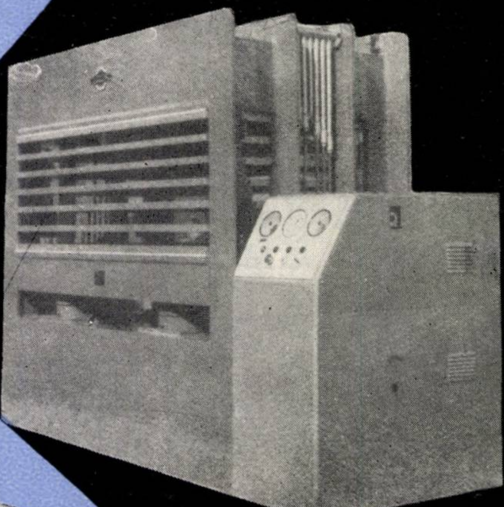
UZINA 23 AUGUST

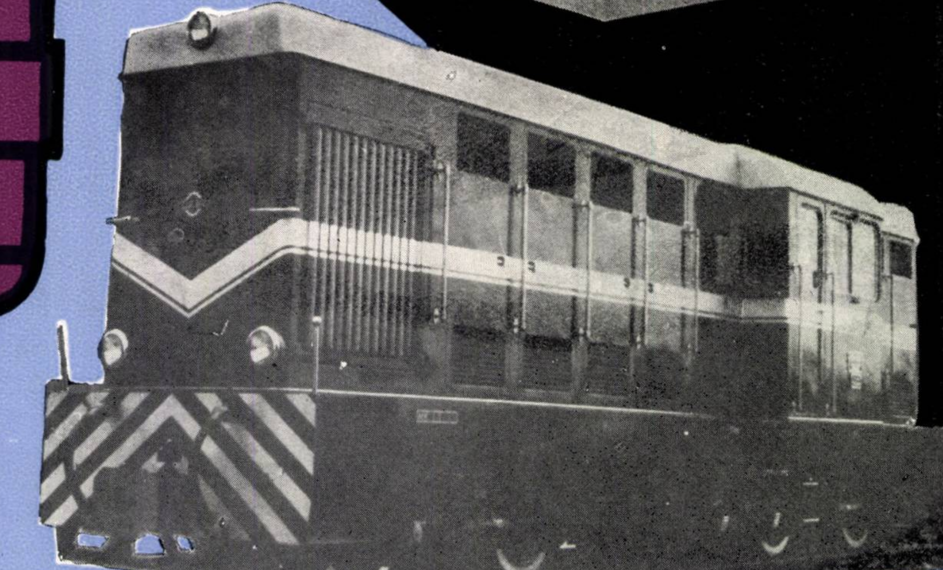
produce:

Agregate şi aparataje pentru industria chimică
Agregate şi utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel, de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment, de 800 şi 1 200 t zi
Material rulant
Locomotive de manevră, pentru cale normală şi îngustă
Vagoane-cisternă de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frîne cu aer comprimat pentru material rulant
Prese hidraulice cu 6 şi 15 etaje pentru industria lemnului

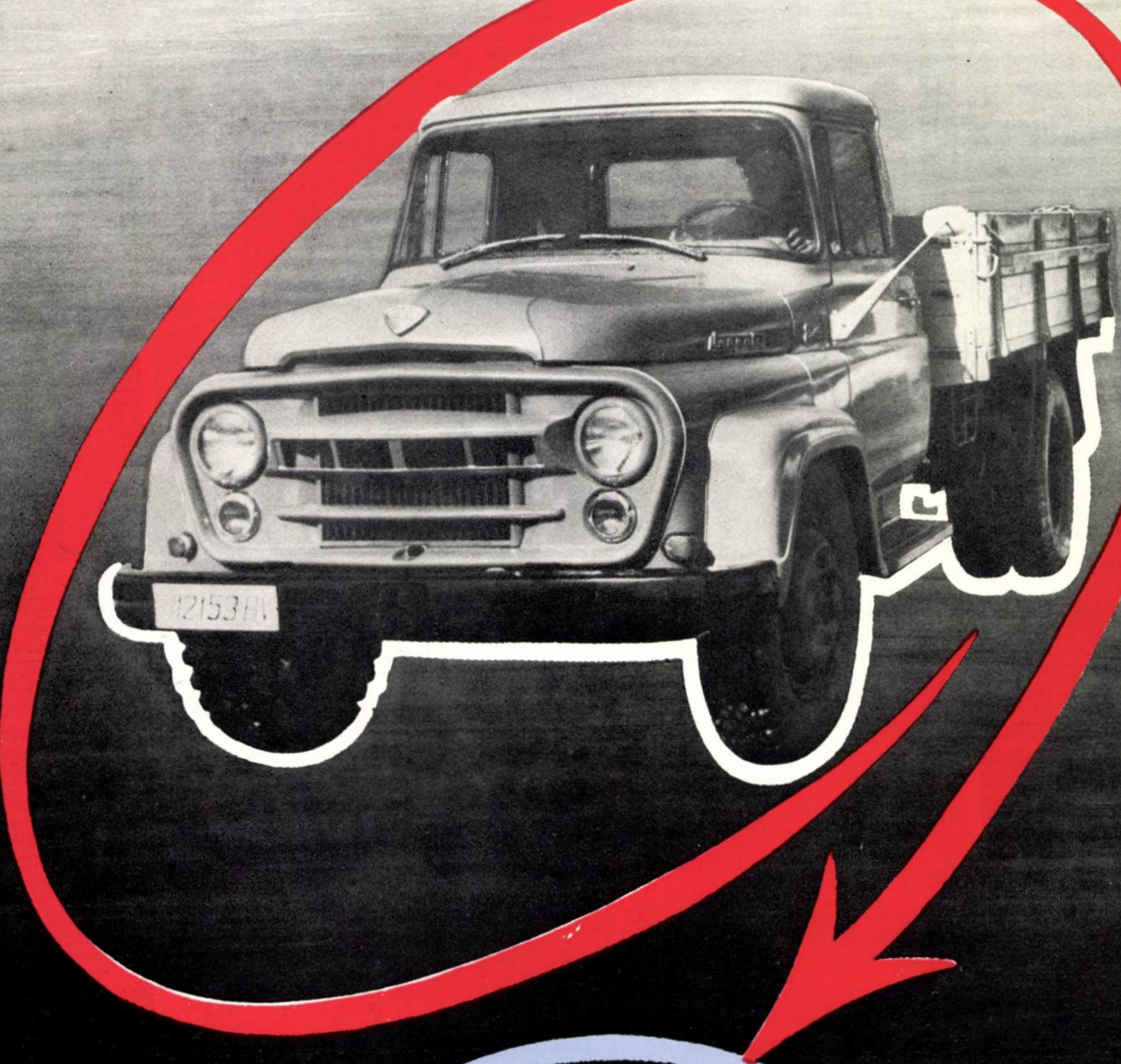








UZ3A

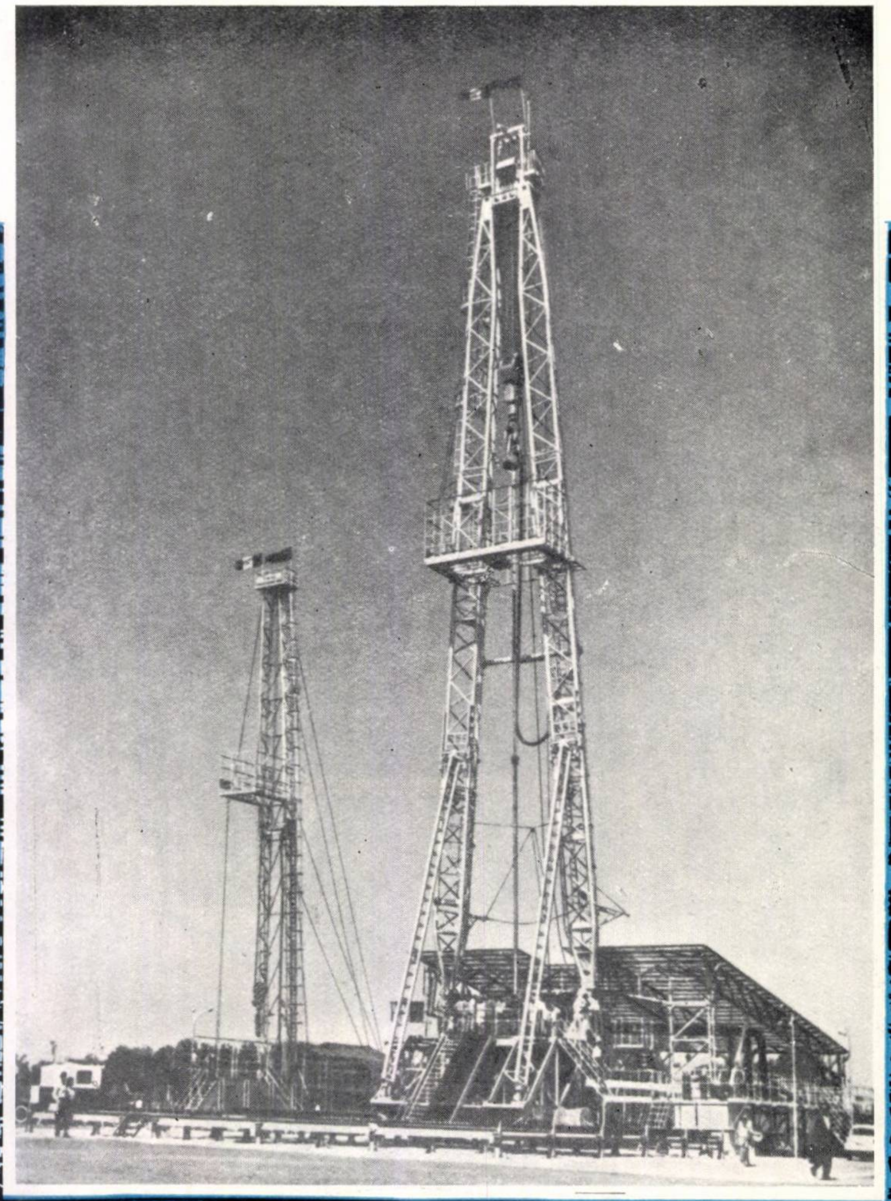


SR

Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - strada Poienelor Nr. 5
Telefon 63-10



UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

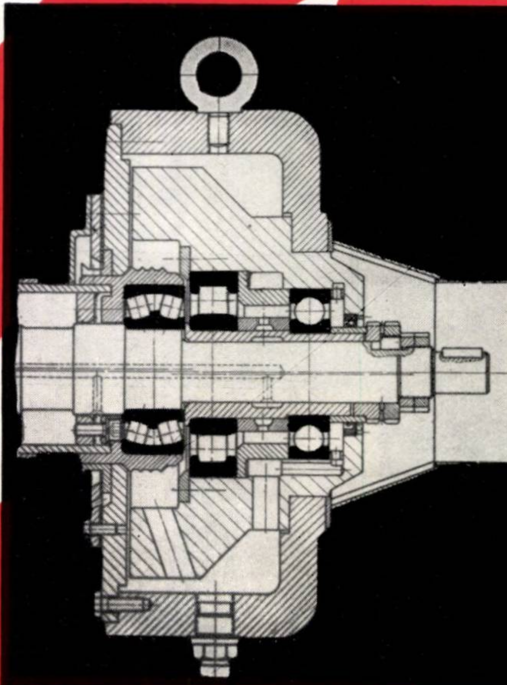
execută:

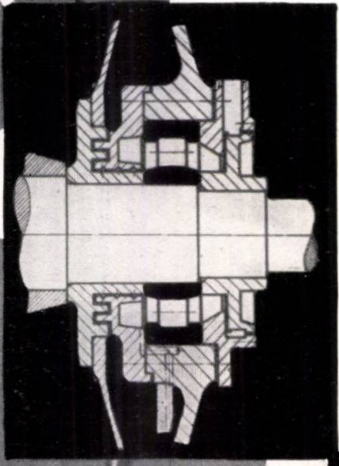
- Instalații de foraj transportabile T50 — A, T50 — B
- Instalații de foraj 2DH — 75 A, 4LD — 150C și 4LD — 150 D, 3DH — 200 A, 4DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

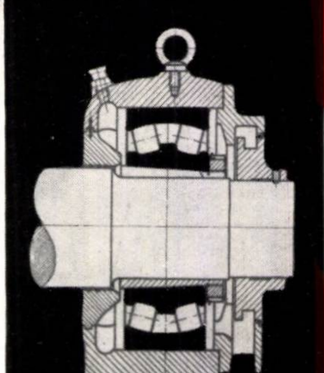
FRB

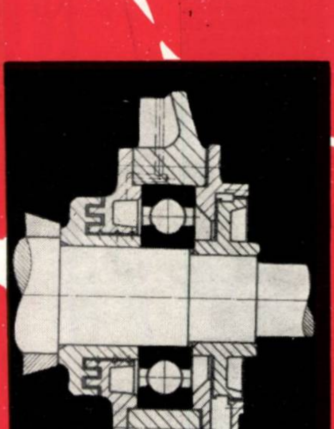
MADE IN RUMANIA

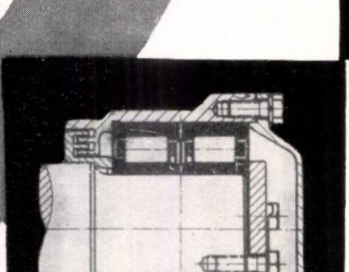
fabrica de rulmenți



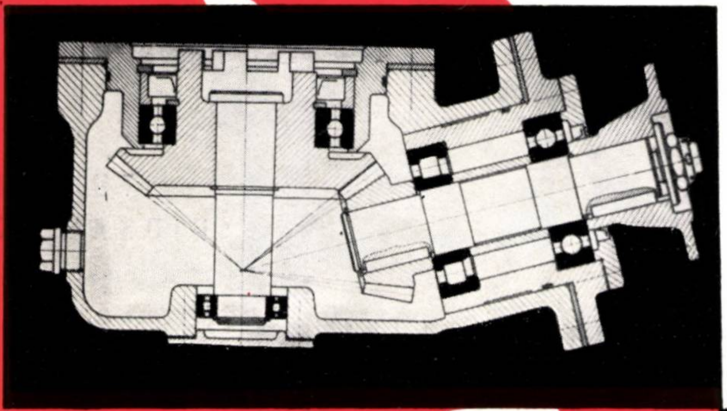


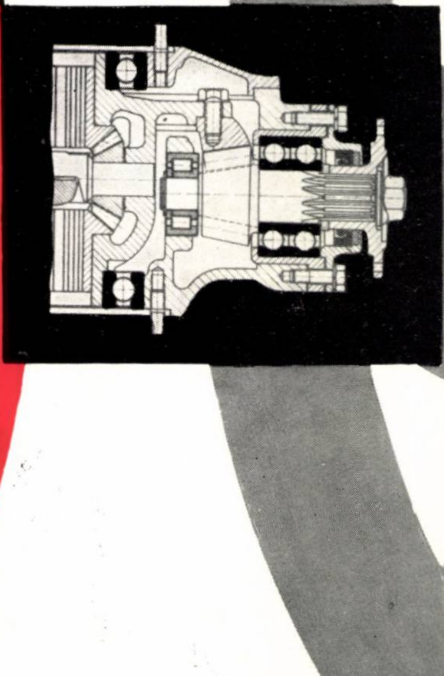






BÎRLAD





Livrează:

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

rulmenţi de diferite forme constructive și de dimensiuni tipizate.

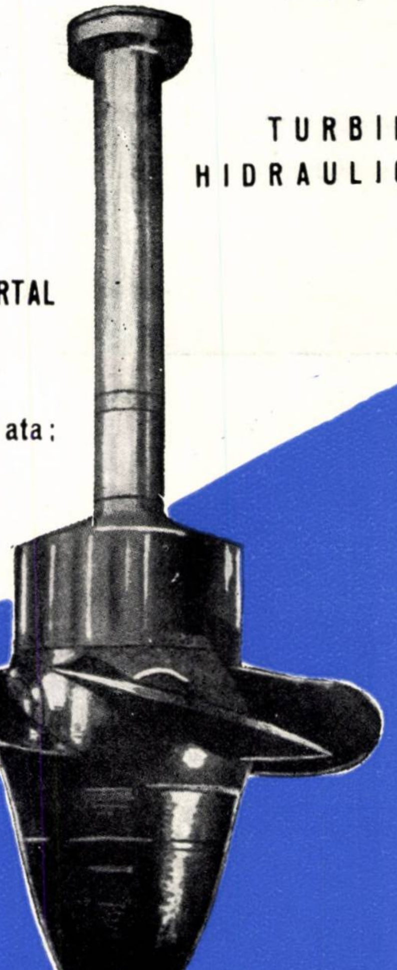
Uzina de construcţii de maşini
RESITA

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

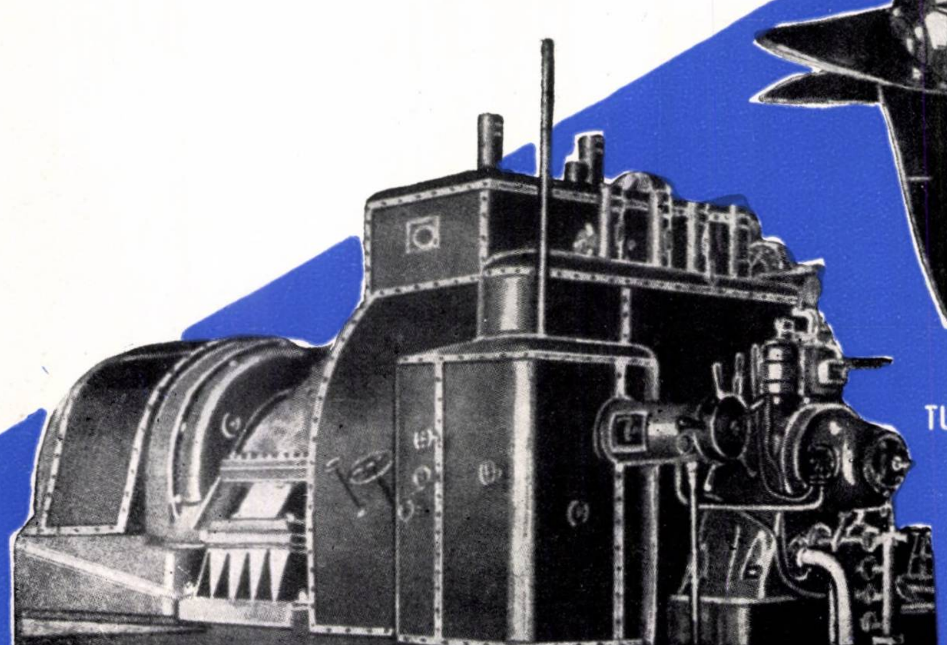
MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm^3/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata; 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata.

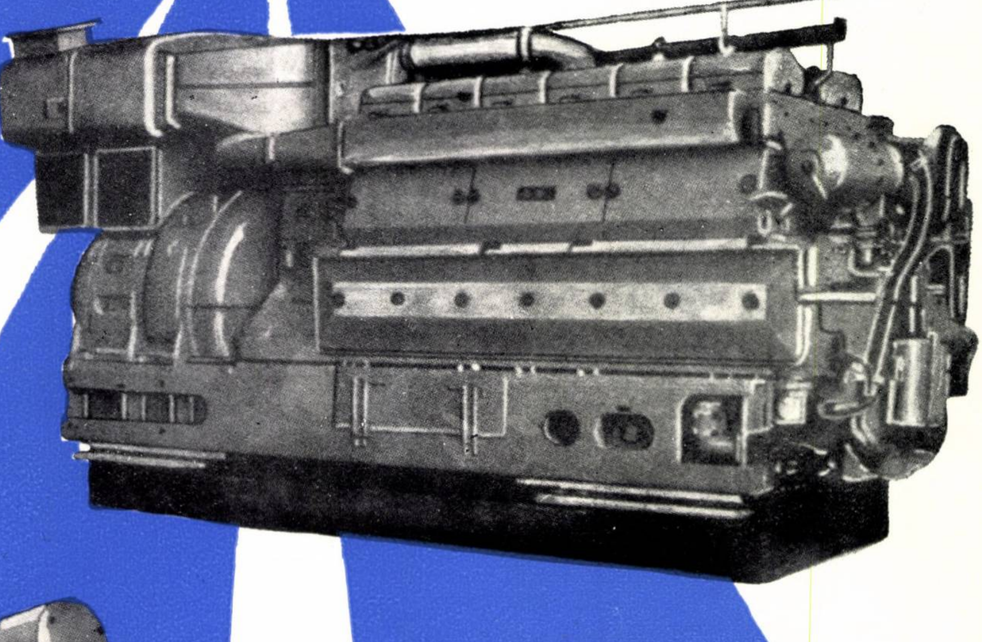


TURBINE
HIDRAULICE

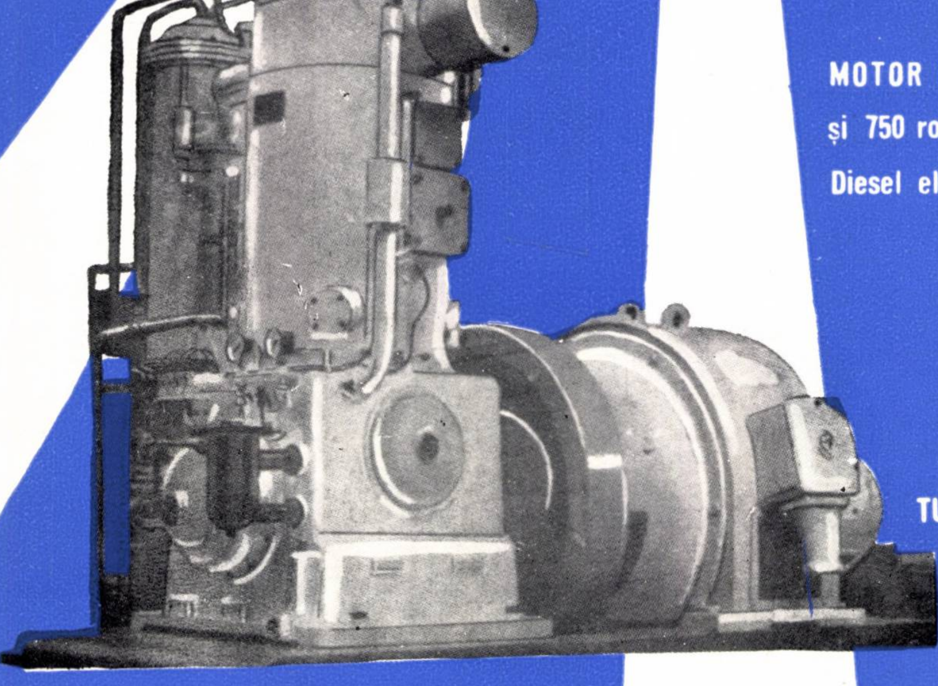


TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW
- cu condensaţie
- cu priză
- cu contrapresiune

UCM
Reşiţa

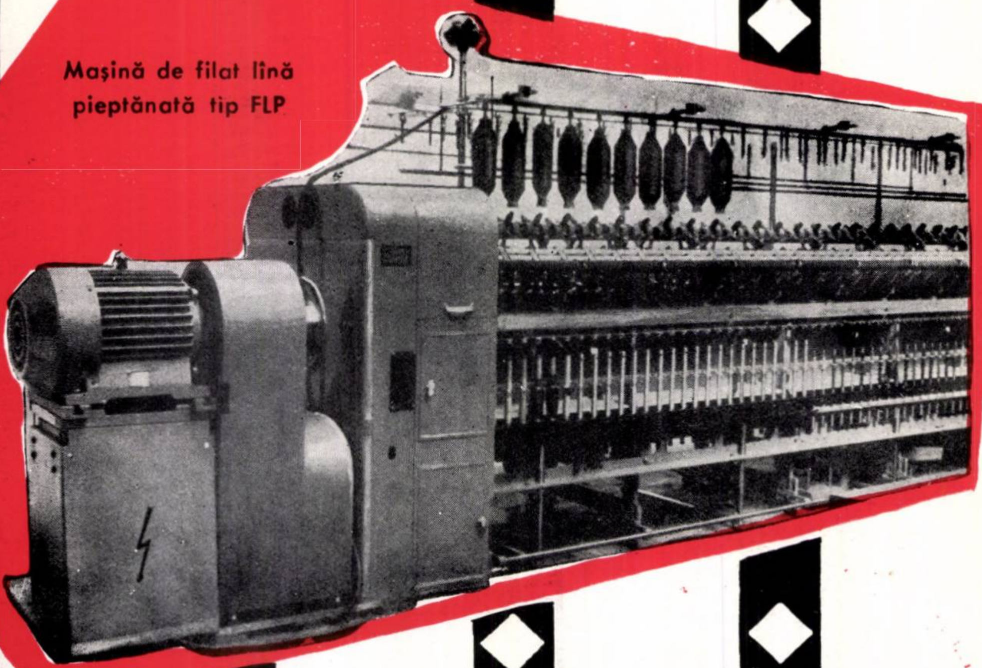


MOTOR DIESEL de 2300 CP
şi 750 rot / min pentru locomotive
Diesel electrice de 2100 CP



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW
— cu condensaţie
— cu priză
— cu contrapresiune

Mașină de filat lînă pieptănată tip FLP



UZINA LIVREAZĂ ÎN MOD CURENT:

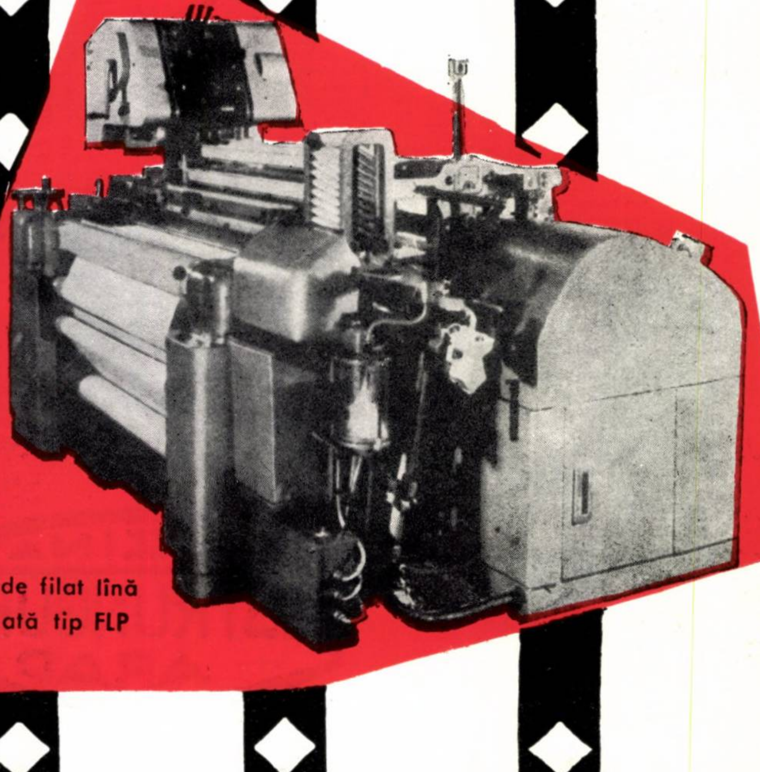
- Carde de bumbac tip C.
- Războaie automate de țesut bumbac tip A.
- Ratiere pentru războaie tip A.
- Războaie automate de țesut mătase tip AM.
- Mașini de pieptănat lînă tip FL.
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R.
- Mașini de filat lînă pieptănată tip FLP.

uni

UZINA
UNIREA
Piața 1 Mai
CLUJ

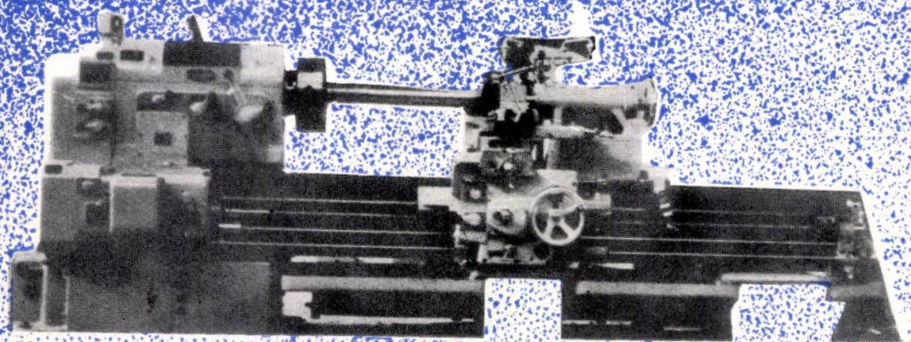
rea

- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat tip Fl.
- Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenușie.
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.

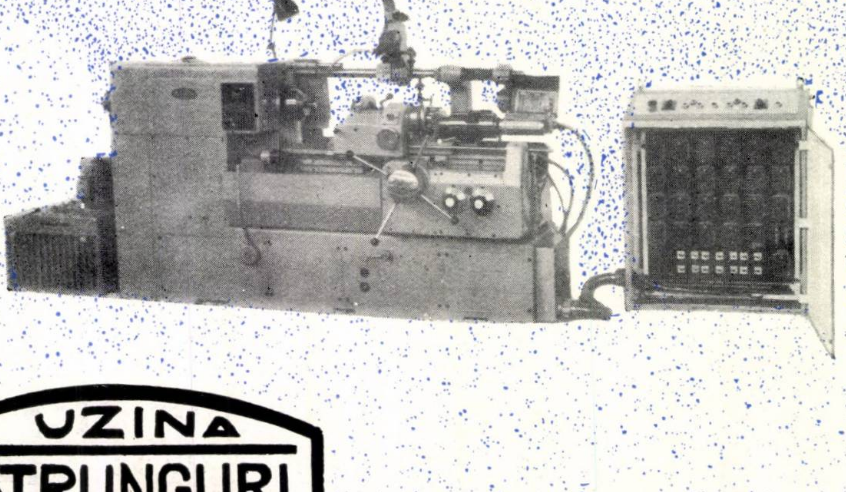


Mașină de filat lînă pieptănată tip FLP

uzina de strunguri arad



fabrică următoarea gamă de strunguri :
Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 şi 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 şi SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 şi SRV 40 şi
Strung de copiat cu comandă semiautomată SA 200.



UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

Laminate și trase din aluminiu, cupru, alamă

Laminate trase din neferoase ușoare și grele

Produse de mecanică fină

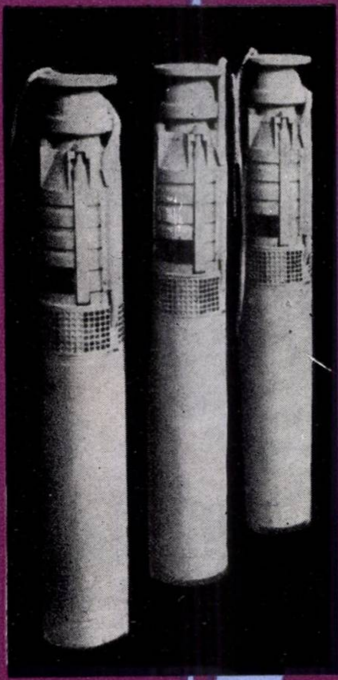
Vitezometre, contoare de ore pentru tractoare

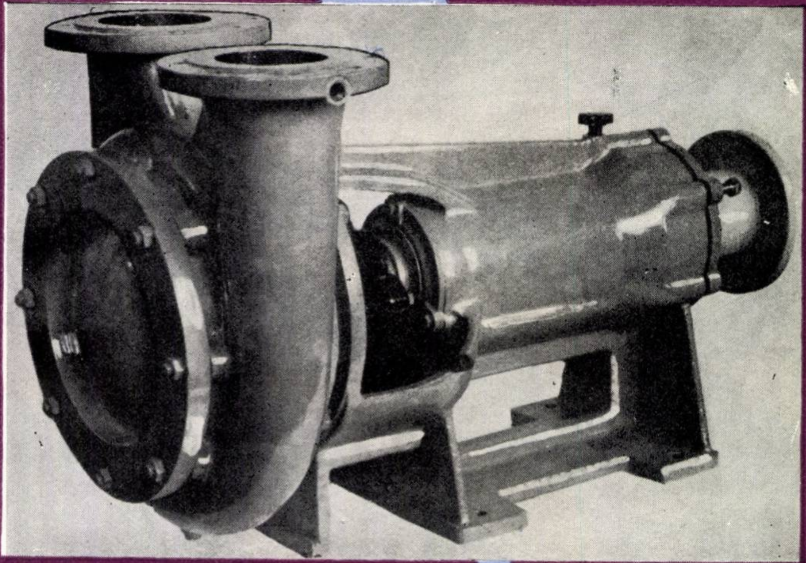
Piese turnate sub presiune

Butelii pentru gaz petrolier lichefiat

ÎNTREPRINDERE METALURGICĂ DE STAT - BRASOV

Str. Carpatilor 66-68
Tel. 3620





- Pompe pentru alimentarea şi recircularea apei industriale
- Pompe pentru industria chimică, din materiale rezistente la coroziune.
- Pompe pentru lichide cu temperatură ridicată.
- Pompe pentru soluţii în suspensie, nămoluri, nisipuri, paste etc.
- Pompe de vid cu inel lichid
- Pompe submersibile

Relaţii complete privind programul de fabricaţie, cum şi caracteristicile constructive şi funcţionale ale pompelor, se pot obţine de la „Biroul de relaţii tehnice" al uzinei
Telefon: 35 35.58

UZINA DE POMPE
BUCUREŞTI

Str. Ziduri Moşi nr. 25, Tel. 35.50.00

UZINA de UTILAJ CHIMIC
PLOIESTI

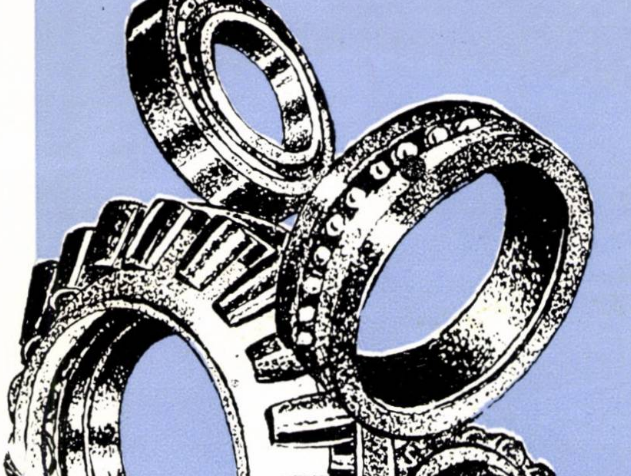
Produce și livrează:

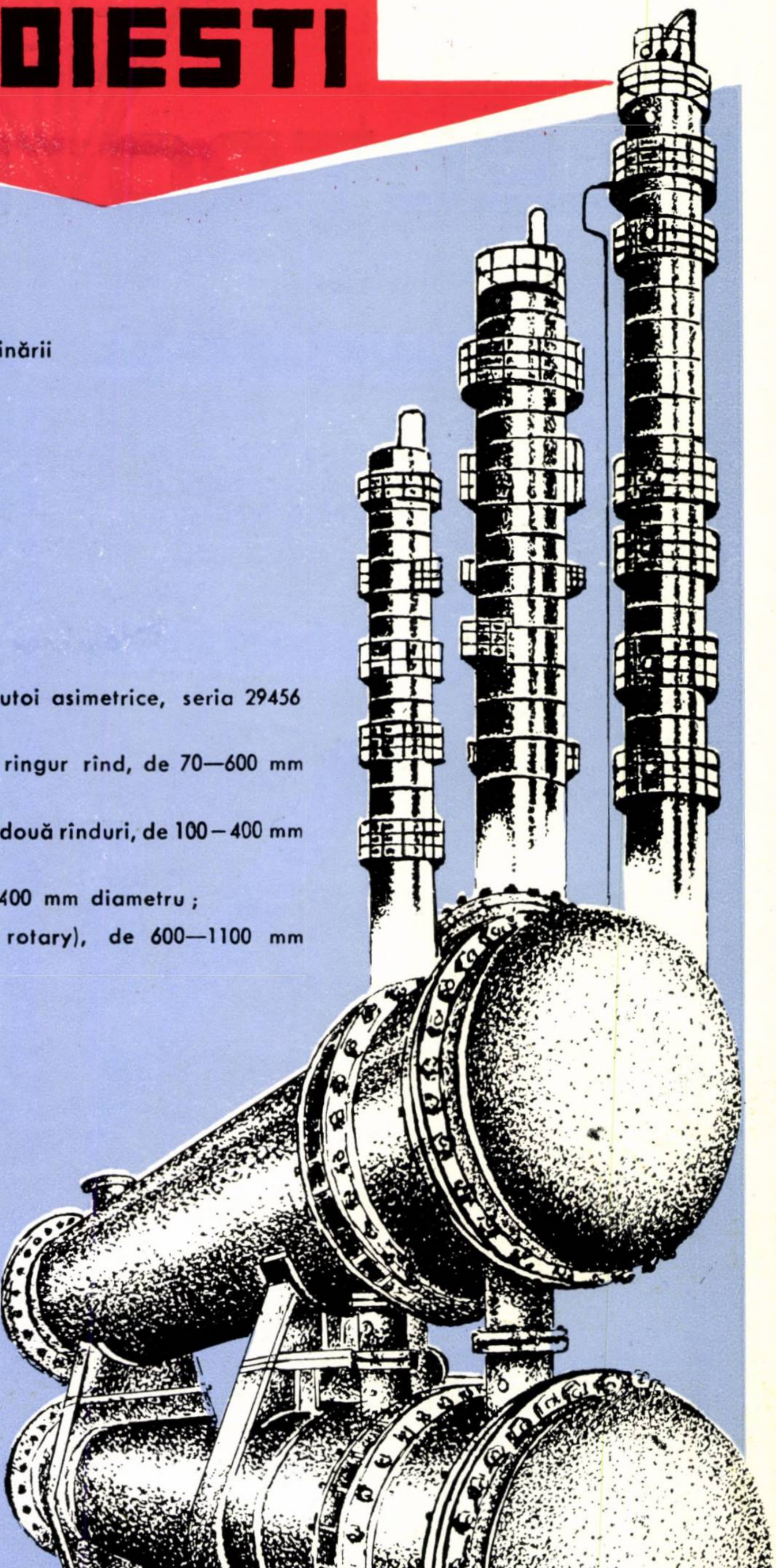
Utilaje pentru industria chimică și rafinării

- Condensatore
- Schimbătoare de căldură
- Evaporatoare
- Reactoare
- Coloane
- Camere de cocsare

Rulmenți speciali de diferite tipuri

- rulmenți axiali-radiali oscilanți cu role butoi asimetrice, seria 29456 și 29436 pentru capete hidraulice;
- rulmenți radiali cu role cilindrice pe un ringur rînd, de 70—600 mm diametru;
- rulmenți radiali oscilanți cu role butoi pe două rînduri, de 100—400 mm diametru:
- rulmenți axiali cu role cilindrice, de 60—400 mm diametru;
- rulmenți axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600—1100 mm diametru.





ELECTRO PUTERE

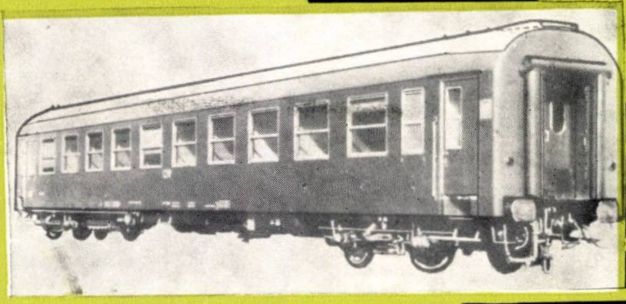
Tracțiune cu tonaj sporit, comodă și economică se realizează folosind

LOCOMOTIVELE DIESEL
ELECTRICE
Co — Co 2 100 CP

LOCOMOTIVA (FO — 304/13)

Uzinele de vagoane ARAD

EXECUTĂ



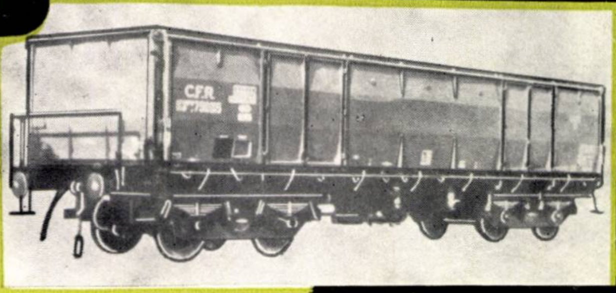
VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ȘI SPECIALE:

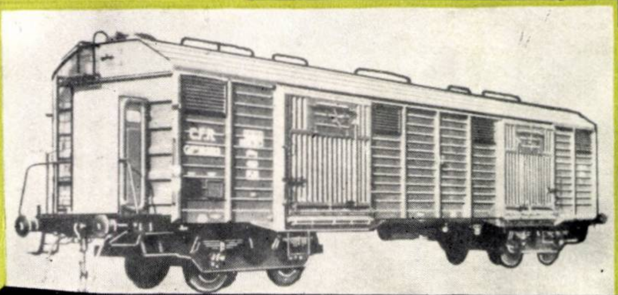
Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă

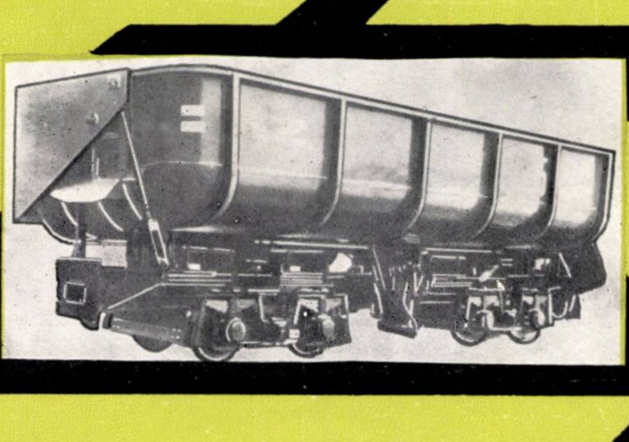
Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate 120 km/h viteză maximă

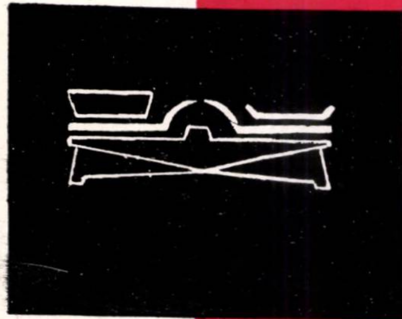
Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate

Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km h viteză maximă



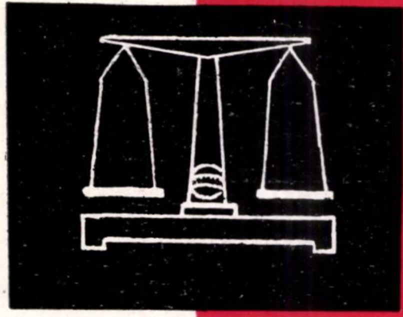






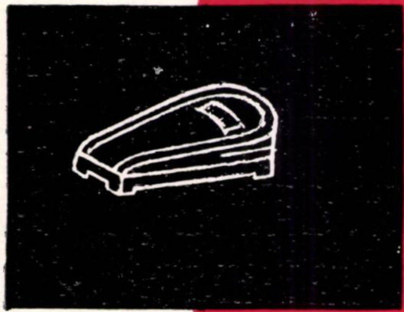
Uzina BALANTA *Sibiu*

CALEA GUSTERIȚEI Nr. 21-23 ● TELEFON 6200

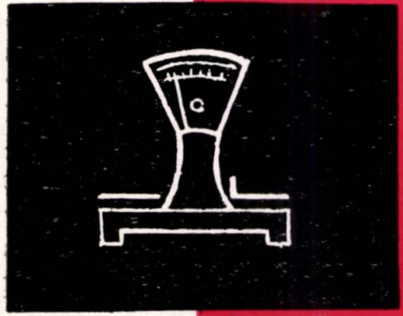


EXECUTĂ:

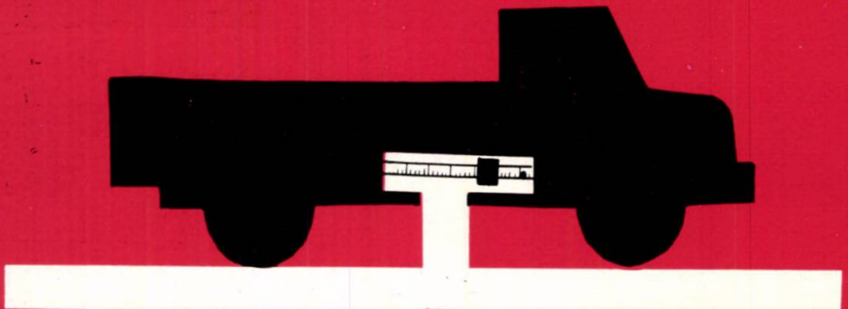
BALANȚE
ȘI
BASCULE
DE LA 1 kg LA 200 t

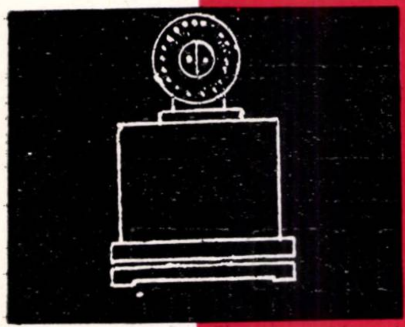


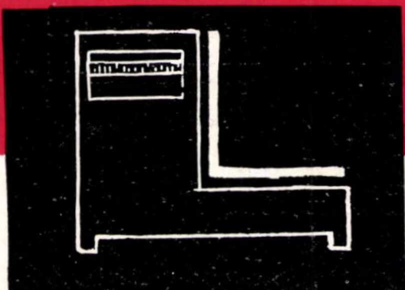
ETALON
TEHNICE
ROMANE
SEMIAUTOMATE
AUTOMATE



PRECUM ȘI **BASCULE ROMANE POD**
PENTRU VEHICULE RUTIERE, 10-20 T

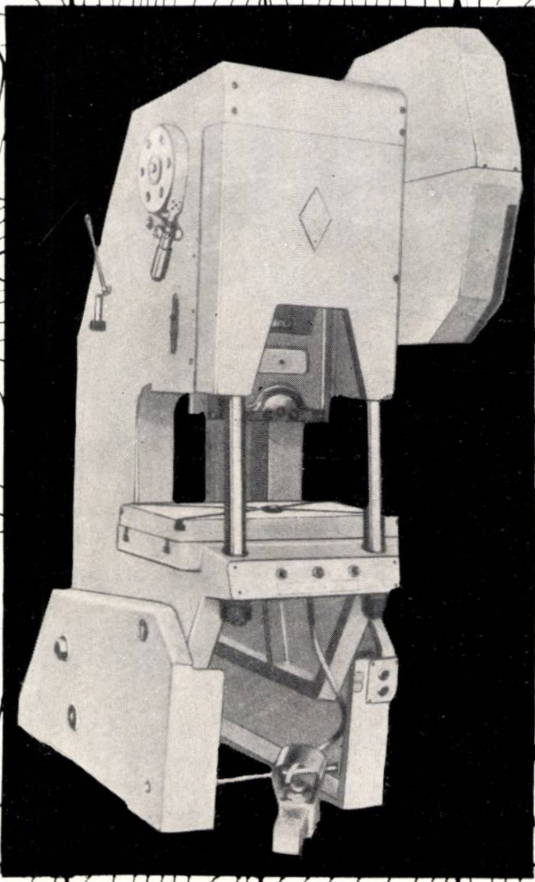




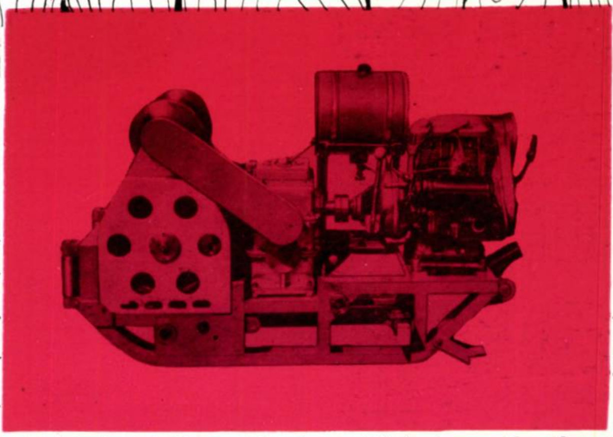


UZINA · MECANICA · SIBIU

EXECUTĂ MAȘINI-UNELTE

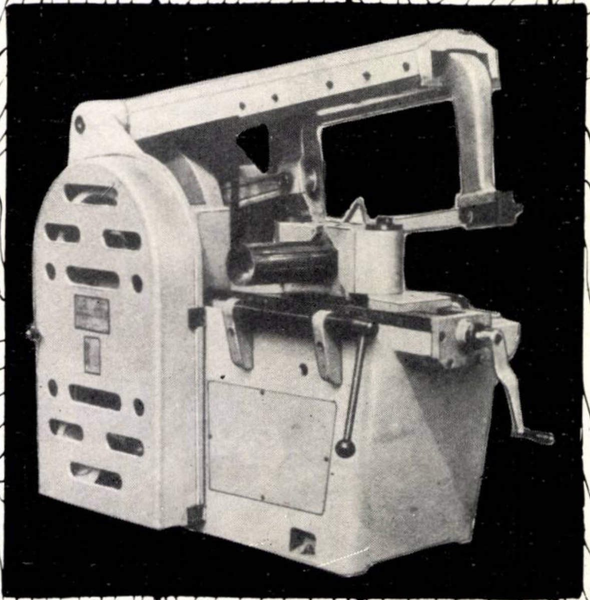


Prese cu excentric, de
6, 16, 25, 40 și 63 t.



Utilaje pentru exploatări forestiere

Instalație ușoară pentru scos lemne din cioată și pentru scoaterea lemnului de la o distanță de 150 m pe lățime de 35 m



Ferăstrău alternativ

cu comandă hidraulică, automată, pentru material pînă la 250 mm diametru

Pentru podgorii și centre de vinificare

TEHNOFRIG

- ZDROBITOARE-DESCIORCHINATOARE DE STRUGURI
- PRESE PNEUMATICE
- PRESE MECANICE
- POMPE
- LIMPEZITOARE CENTRIFUGALE
- INSTALAȚII PENTRU TRATAREA TERMICĂ A VINULUI
- LINII DE ÎMBUTELIAT VIN

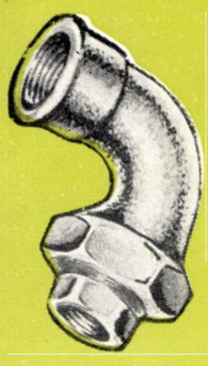
FABRICATELE UZINEI

TEHNOFRIG

CLUJ STR. FABRICII DE CHIBRITURI Nr. 5—11 TELEFON 1-61-80

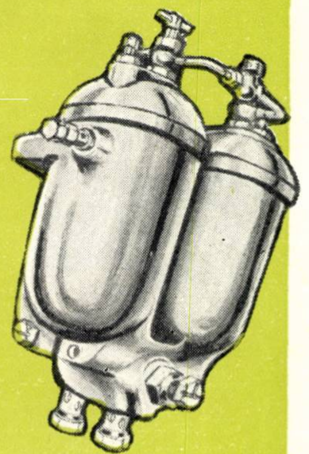
Uzina 2 BRAȘOV

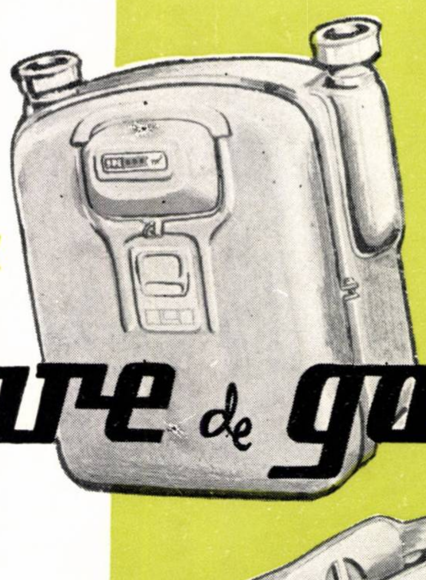
produce:



Fitinguri

din fontă maleabilă



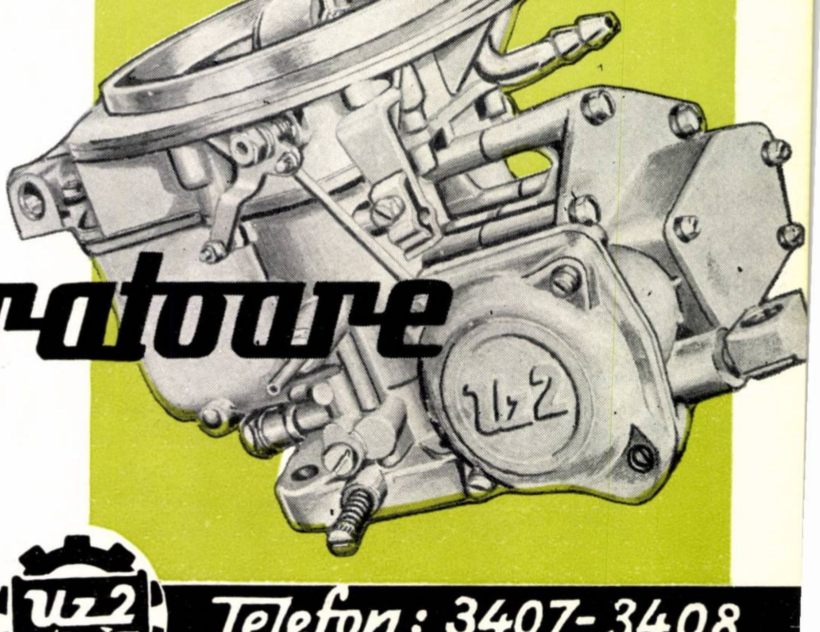


Filtre

pentru ulei
și combustibil
pentru motoare DIESEL

Contoare de gaz

pentru debit de
6m³/h și 20m³/h



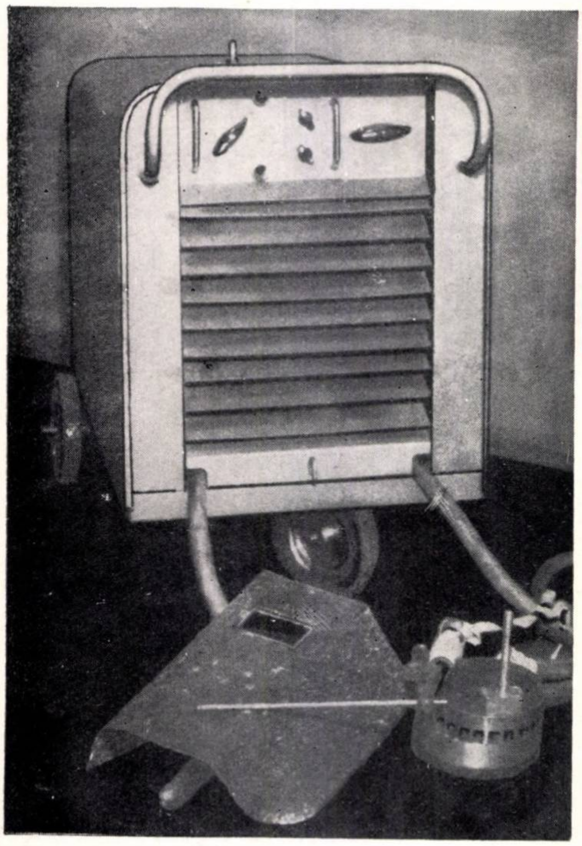
Carburatoare

pentru motoare
SR 211 și M207

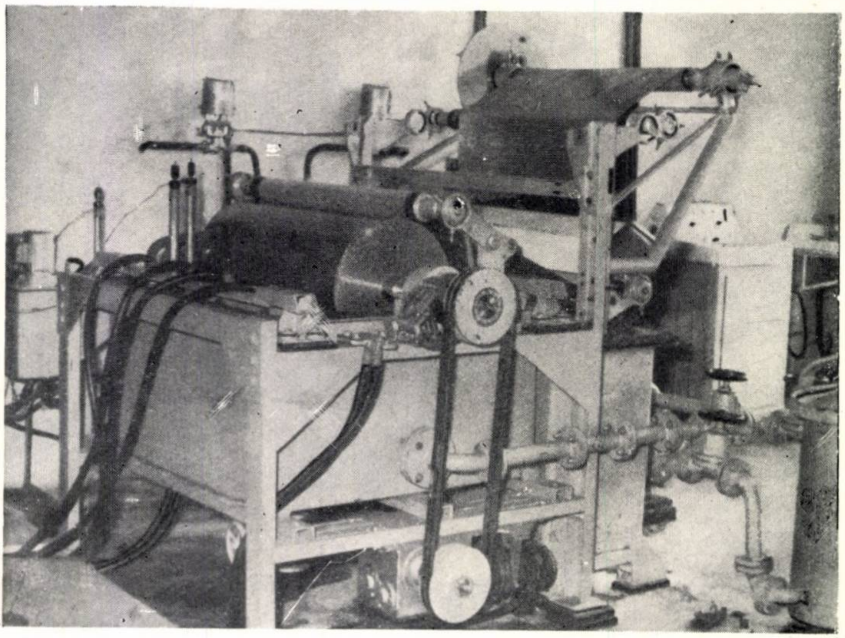
Șos. Zizinului Nr. 59 Telefon: 3407-3408

MICM

ICPE



Execută studii, incercări, omologări și execuții de prototipuri din domeniul mașinilor și transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă și înaltă tensiune, acționărilor electrice, schemelor complexe, electrice și electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu mașini electronice, materialelor electrotehnice, cum și proiectări pentru uzine și fabrici cu acest profil.



Institutul primește comenzi de cercetare și proiectare cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din țară

INSTITUTUL DE CERCETARE SI PROIECTARE PENTRU INDUSTRIA ELECTROTEHNICA

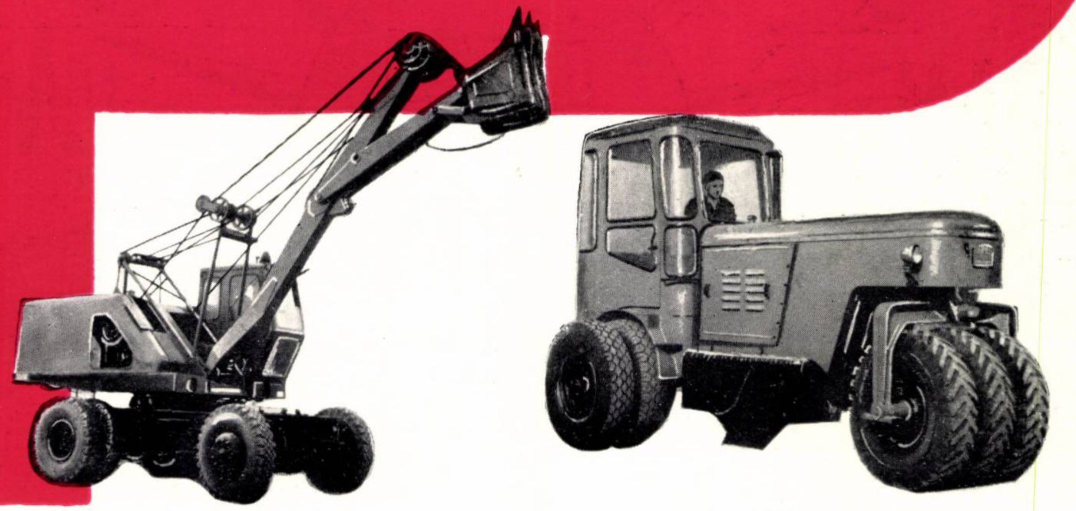
București, bd. T. Vladimirescu nr. 45
Telefon 16.41.40 — 16.41.48

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată



PROGRESUL

BRĂILA

UZINA

Elastic

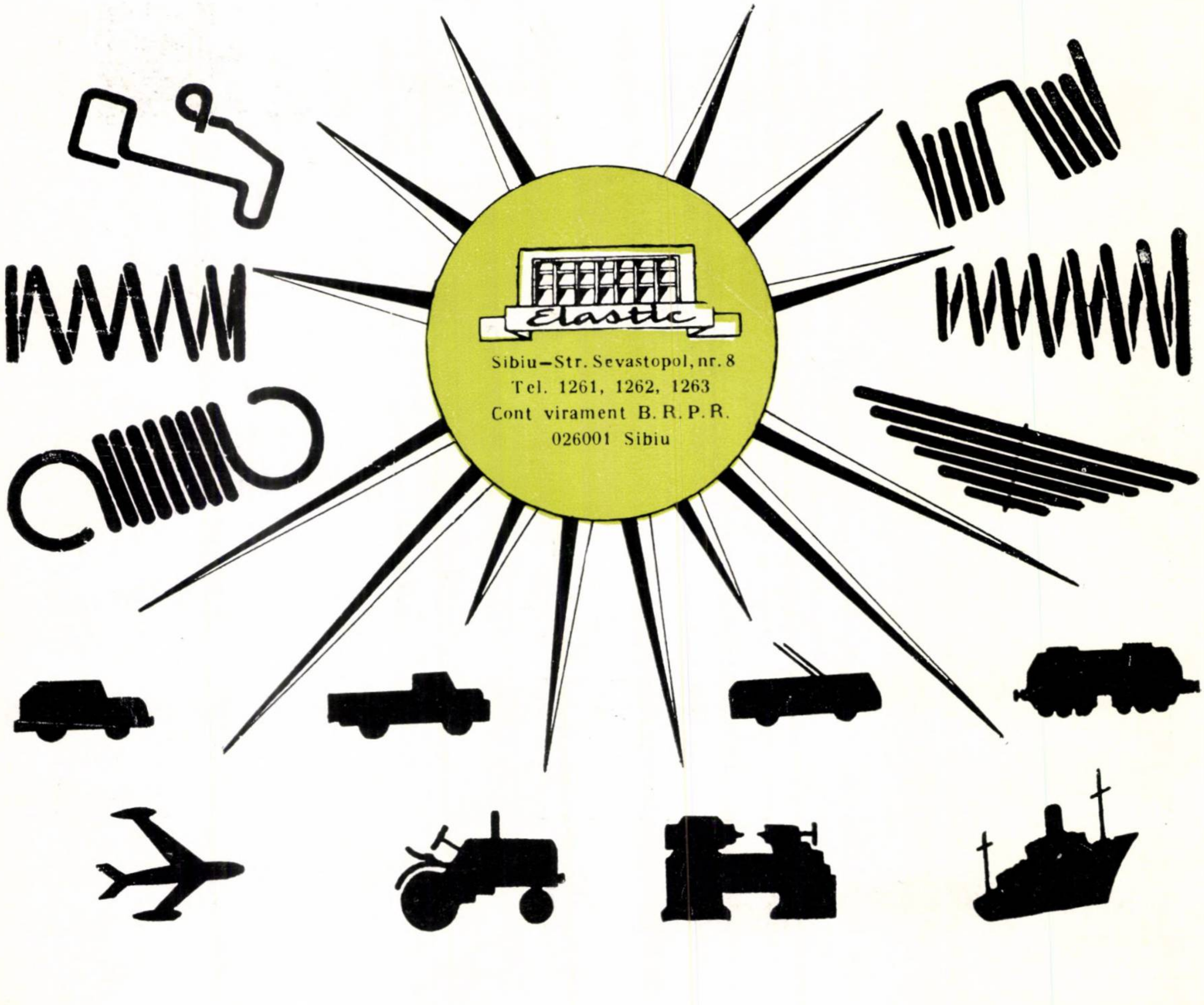
SIBIU

Execută

Arcuri și resoarte de înaltă calitate.

Arcuri pentru suspensii auto.

Resoarte cilindrice și conice înfășurate la rece și la cald cu diametrul sîrmei de la 0,2 la 40 mm. Resoarte dublu conice și butoi, resoarte spirale plane de diferite dimensiuni. Inele de siguranță, șaibe elastice, inele și resoarte pentru garnituri de etanșare etc.

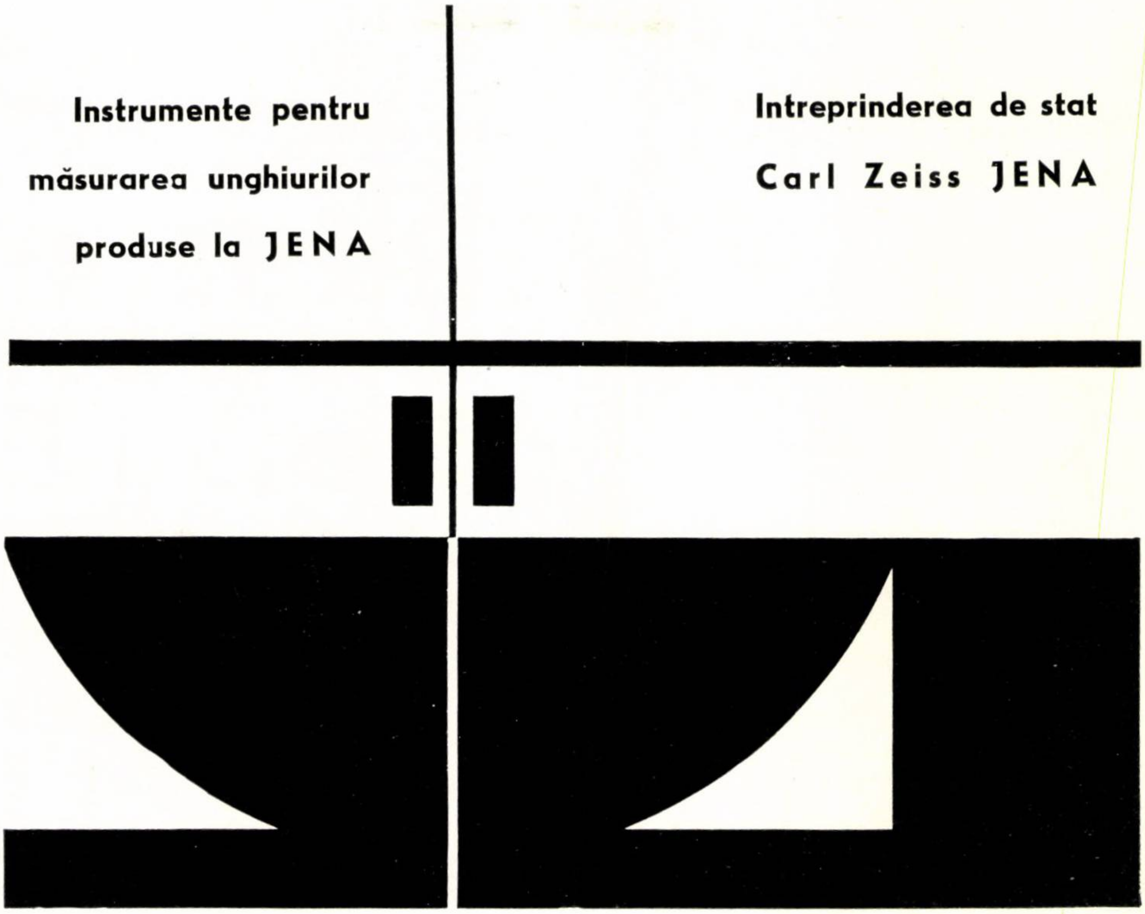


Elastic

Sibiu—Str. Sevastopol, nr. 8
Tel. 1261, 1262, 1263
Cont virament B. R. P. R.
026001 Sibiu

**Instrumente pentru
măsurarea unghiurilor
produse la JENA**

**Intreprinderea de stat
Carl Zeiss JENA**



Raportor optic
Domeniul de măsurare: 4 × 0 . . . 90°. Diviziunea scalei: 5′

Nivelă unghiulară cu microscop
Domeniul de măsurare: ± 120°. Diviziunea scalei: 1′

Nivelă de coincidență
Domeniul de măsurare: ± 10 mm/m.
Diviziunea scalei: 0,01 mm/m

Raportor cu nivelă
Domeniul de măsurare: 0 . . . 360°. Diviziunea scalei: 5″

Aparat pentru divizarea unghiurilor
Domeniul de măsurare: 0 . . . 360°. Diviziunea scalei: 1″

CARL ZEISS
JENA

Maşini de încercat oţeluri şi metale

- Maşini de încercat la tracţiune şi compresiune
- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat lanţuri şi cabluri
- Instalaţii de încercat cilindri
- Maşini pentru fluaj
- Maşini de încercat cu sarcină normală
- Pulsator cu rezonanţă
- Maşini de încercat la durată
- Maşini de încercat la încovoiere
- Maşini de încercat la ambutisare adîncă
- Maşini de divizat epruvete
- Maşini de încercat duritatea
- Ciocane de rezilienţă
- Maşini de încercat la şocuri repetate sau rotative

Maşini de încercat materiale de construcţie

- Maşini de încercat la compresiune
- Maşini de încercat duritatea prin şoc

Maşini de încercat cauciuc şi materiale plastice

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercarea durităţii
- Ciocan de rezilienţă
- Maşini pentru determinarea plasticităţii sau a fluajului
- Maşini de încercarea elasticităţii
- Maşini de încercare la frecare (uzură)
- Dynstat, maşini de încercare la oboseală prin îndoire
- Maşini de încercat rezistenţa la lipire
- Maşini de încercat rezistenţa la căldură, aparate cu ac, tip Vicat
- Aparate cu bară incandescentă

Maşini de încercat hîrtia

- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat rezistenţa la plesnire
- Maşini de încercare la dublu falţ
- Maşină de format şi uscat coli de hîrtie
- Maşină de încercat la îndoire repetată
- Maşini de încercat satinarea
- Maşini de încercat capacitatea de absorbţie
- Maşini de încercat la permeabilitate
- Aparat de lovire şi de divizare
- Maşini de încercat la imprimare
- Aparate de verificat grosimea
- Aparat de încercat la presiune
- Maşini de încercarea încleierii

Maşini de încercat pentru textile

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercare la plesnire
- Maşini de măsurat grosimea

Aparate de vibraţii

- Maşini de echilibrat pînă la 1 000 kg
- Maşini de echilibrat cu roată
- Standuri de încercare la vibraţii pînă la frecvenţa de 1 000 Hz
- Mese vibratoare cu 3 componente
- Standuri de încercare la şoc
- Maşini de măsurat acceleraţia limită
- Aparate de măsurat universale

VEB WERKSTOFF-PRÜF-MASCHINEN LEIPZIG

WPM

THÜRINGER INDUSTRIEWERK RAUENSTEIN

VEB THÜRINGER INDUSTRIE-WERK RAUENSTEIN

Deutsche Export- und Importgesellschaft mbH Feinmechanik-Optik

Feinmechanik-Optik

102 Berlin Schicklerstr 7

Republica Democrată Germană

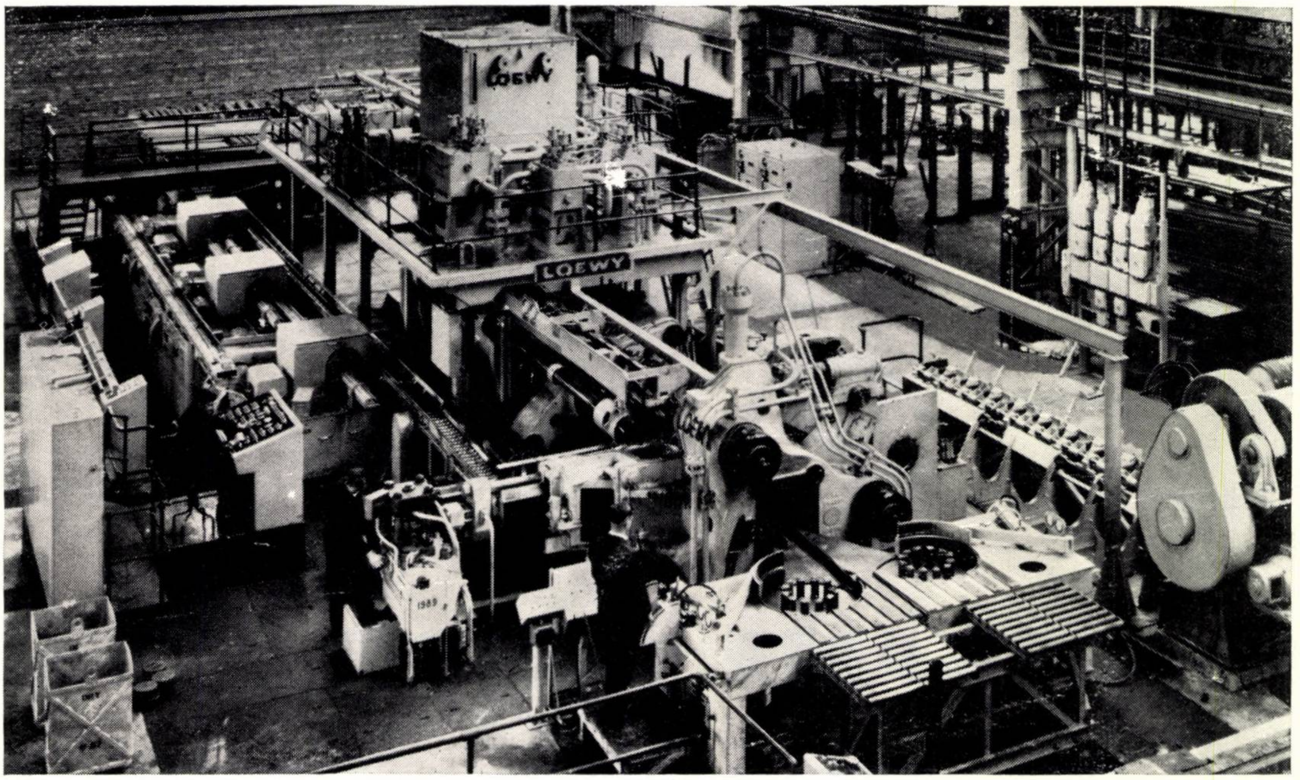
MAŞINI DE EXTRUDAT ŞI DE TRAS ŢEVI, PENTRU

ŢEVI, BARE, SÎRMĂ, BENZI ŞI PROFILE DIN ALAMĂ SAU CUPRU

LOEWY

O instalaţie de presare automată pentru extrudare realizată şi montată de Loewy Engineering Co. Ltd. pentru firma Thomas Bolton & Sons Ltd. Instalaţia comportă o presă pentru extrudare de 1 700 tf înzestrată cu trei instalaţii de încălzire a blocurilor prin inducţie, la frecvenţă industrială, tip LOEWY-MAGNETHERMIC. Toate operaţiile, de la primirea blocurilor reci pînă la realizarea produselor, sînt complet automatizate.

Pentru întinderea sîrmelor, barelor sau benzilor se ataşează la masa de desfăşurare o maşină verticală dublă de întins. instalaţia constituie un exemplu tipic al multor alte instalaţii asemănătoare livrate de Loewy în ultimul timp.

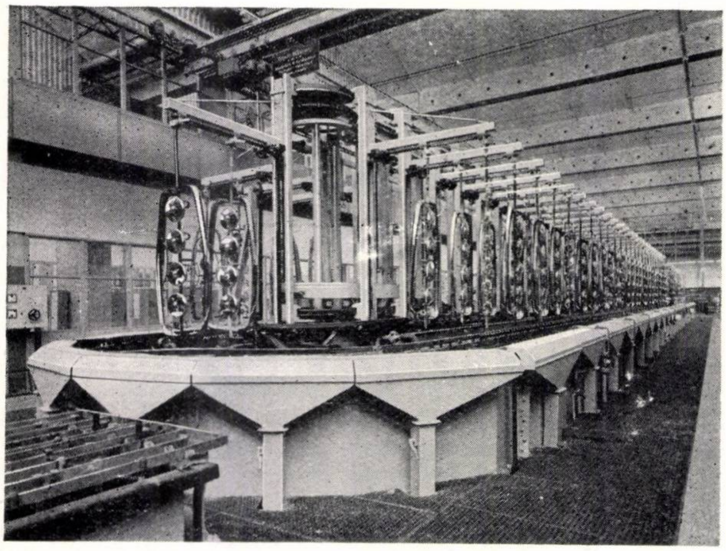


THE LOEWY ENGINEERING COMPANY LIMITED · BOURNEMOUTH · ENGLAND

REG'D. TRADE MARK

HYDRAULISCHE PRESSEN WALZWERKE

LOEWY GmbH Preß- u. Walzanlagen, Düsseldorf/Bundesrepublik Deutschland, Immermannstr. 23



Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Galvanotehnică modernă

Blasberg livrează:

instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care :
Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la $16\ A\ dm^2$
Băi de cromare dură
Băi de cromare cu reglare automată
Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi

Băi pentru acoperire cu metale nobile
Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
Băi pentru zincare lucioasă
Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios'' ZF—TR
Băi peutru zincare lucioasă ,,Helios'' ZF
Băi pentru cositorire lucioasă
Băi pentru cositorire lucioasă ,,STANNOSTAR''
Eloxai lucios
Paste lichide de şlefuit şi lustruit

Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

Tîrgul de specialitate
şi
Congresul

de la
13 la 19 octombrie 1965

INTERKAMA DÜSSELDORF

aduc, în domeniul tehnicii măsurării şi automatizării, oferte internaţionale pentru toate industriile şi pentru cercetare, în special cu realizări electrice pneumatice şi hidrauiice.

Adresa : Nordwestdeutsche Ausstellungs- und Messegesellschaft mbH — NOWEA —, 4 Düsseldorf 10, Messegelände, Tel. : 44041, Telex: 08584853

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1863

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVII, AUGUST 1965, Nr. 8

CUPRINS

MARINESCU, M. : **Un vast program de dezvoltare a industriei construcţiilor de maşini.** 429

CONSTANTINESCU, V. : **Îmbunătăţirea fabricaţiei materialului rulant şi măsurile ce se impun pentru ridicarea performanţelor la nivelul tehnicii actuale respective.** 431

POPOVICI, V. şi SZÉNASSY, A. : **Ansamble sudate din materiale plastice aplicate în domeniul acoperirilor metalice galvanice.** 435

VASILESCU, C. A. : **Stăpînirea procesului de expulzare a gazelor din anticamera motorului Diesel.** 442

COSOROABĂ, V. şi OPREA, N. : **Ameliorarea constructivă a supapelor pentru compresoare rapide cu piston.** 446

LĂZĂRESCU, I. şi ABRUDAN, G. : **Analiza erorilor hiperbolice ce apar la frezarea profilelor unghiulare.** 449

HILOHI, C. : **Calculul frînelor de automobil cu saboţi interiori flotanţi.** 453

IOSIPESCU, N. : **Un nou procedeu pentru încercarea oţelului şi sudurilor la forfecare pură.** 458

DOBRESCU, G. şi MUNTEANU, A. : **Influenţa cineticii amestecului abraziv asupra formei constructive a ajutajelor pentru sablaj.** 462

RUICAN, G. : **Curbarea ţevilor de construcţie.** 465

DOCUMENTARE 471
RECENZII 477
CRONICĂ 484
INFORMAŢII 487
REVISTA REVISTELOR 487

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621(09)

Marinescu, M.: **Un vast program de dezvoltare a industriei construcţiilor de maşini.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 429–430

CZ 625.23/24(09)

Constantinescu, V.: **Imbunătăţirea fabricaţiei materialului rulant şi măsurile ce se impun pentru ridicarea performanţelor la nivelul tehnicii actuale respective.**

Se prezintă progresele realizate de industria constructoare de vagoane de cale ferată în Republica Socialistă România şi măsurile necesare pentru menţinerea fabricaţiei la nivelul tehnicii mondiale.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 431–434

CZ 678.029.43 ;621.357

Popovici, V. şi *Szénassy, A.*: **Ansamble sudate din materiale plastice aplicate în domeniul acoperirilor metalice galvanice.**

Se prezintă realizările Uzinelor „Electroputere"-Craiova în cadrul sudării ansamblelor din vinidur şi polietenă utilizate în domeniul acoperirilor metalice galvanice.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 435–441

CZ 621.436.05

Vasilescu, C. A.: **Stăpînirea procesului de expulzare a gazelor din anticamera motorului Diesel.**

Se analizează influenţa condiţiilor procesului de expulzare a gazelor din anticameră asupra performanţelor motorului Diesel.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 442–446

CZ 621.512–33

Cosoroabă, V. şi *Oprea, N.*: **Ameliorarea constructivă a supapelor pentru compresoare rapide cu piston.**

Se prezintă o serie de realizări în legătură cu fabricarea supapelor concentrice pentru compresoare rapide.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 446–449

CZ 621.914–42

Lăzărescu, I. şi *Abrudan, G.*: **Analiza erorilor hiperbolice ce apar la frezarea profilelor unghiulare.**

Se analizează posibilităţile de diminuare a erorilor hiperbolice ce apar la prelucrarea cu freze unghiulare.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 449–452

CZ 629.113–592.112.001.24

Hilohi, C.: **Calculul frînelor de automobil cu saboţi interiori flotanţi.**

Se prezintă metodele de calcul pentru diferite sisteme de frînă cu saboţi flotanţi pentru automobile.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 453–457

CZ 621.983.321–83

Iosipescu, N.: **Un nou procedeu pentru încercarea oţelului şi sudurilor la forfecare pură.**

Se propune un procedeu static de încercare la forfecare, ruperea epruvetelor avînd loc sub acţiunea unor eforturi tangenţiale pure.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 458–461

CZ 621.929.9

Dobrescu, G. şi *Munteanu, A.*: **Influenţa cineticii amestecului abraziv asupra formei constructive a ajutajelor pentru sablaj.**

Se analizează performanţele unui nou tip de ajutaj pentru sablaj cu pastilă amovibilă.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 462–464

CZ 621.981.23

Ruican, G.: **Curbarea ţevilor de construcţie.**

Se prezintă comparativ rezultatele încercărilor de îndoire a ţevilor de construcţie prin diferite procedee.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 465–470

DIN NUMĂRUL VIITOR

Drăghici, G.: **Prelucrări de finisare a fontei cu pastile mineraloceramice.**

Untaru, M.: **Influenţa regimului termic al motorului asupra economicităţii automobilului.**

Hilohi, C.: **Calculul frînelor de automobil cu saboţi interiori flotanţi (II).**

Herlescu, T.: **Contribuţie la determinarea rezistenţei la oboseală cu maşini de încovoiere rotativă.**

Hajdu, I., Kovats, L., Nicola, P. şi *Dobre, I.*: **O nouă formulă pentru determinarea alungirii la fluaj corespunzătoare unei durate de 500 h, pe baza încercărilor de 50 h.**

Ivancenco, A.: **Consideraţii asupra alegerii surselor de curent pentru procedeul de încărcare prin sudare cu electrod vibrator.**

Manoliu, R.: **Alimentarea şi evacuarea automată a pieselor la maşini-unelte.**

Voicu, V.: **Metodă pentru desprăfuirea aerului cu ajutorul filtrelor-cortină.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România – Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 023.002 B.N.R.S.R. — Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul: I. P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25. Bucureşti, c. 2388.
Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D. G. P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 621(09)

Маринеску, М.: **Обширная программа развития машиностроительной промышленности.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 429–430

ДК 625 23/.24 (09)

Константинеску, В.: **Усовершенствование производства подвижного состава и мероприятия необходимые для повышения соответствующих показателей до уровня современной техники.**

Освещаются достижения вагоностроительной промышленности Румынии, причем отмечаются мероприятия, необходимые для производства вагонов на уровне мировой техники.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 431–434

ДК 678.029.43 : 621.357

Попович, В. и *Сенаши, А.:* **Пластмассовые сварные узлы, применяемые в области гальванометаллических покрытий.**

Описываются достижения Крайовского завода ,,Электрипутере'' в области сварки винидуровых и полиэтиленовых узлов, применяемых для изготовления металлогальванических покрытий.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 435–441

ДК 621.436.05

Василеску, К. А.: **Управление процессом выхлопа газа из форкамеры дизельного двигателя.**

Анализируется влияние условий процесса выхлопа газа из форкамеры на параметры дизельного двигателя.

Construcţia de Maşini 17 (1935), № 8, стр. 442–446

ДК 621.512–33

Косороабэ, В. и *Опря, Н.:* **Конструктивное усовершенствование клапанов для быстроходных поршневых компрессоров.**

Дается описание ряда усовершенствований в области производства концентрических клапанов для быстроходных компрессоров.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 446–449

ДК 621.914–42

Лэзэреску, И. и *Абрудан, Г.:* **Анализ гиперболических погрешностей, возникающих при фрезеровке угловых профилей.**

Рассматриваются возможности сокращения гиперболических погрешностей, возникающих при обработке угловыми фрезами.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 449–452

ДК 629.113–592.112.001.24

Хилохи, К.: **Расчет автомобильных тормозов с внутренними плавающими колодками.**

Описываются расчетные методы различных тормозных систем с плавающими колодками для автомобилей.

Construcţia de Maşini 19 (1965), № 8, срт. 453–457

ДК 669.14: 621.791: 620.176

Иосипеску, Н.: **Новый способ испытания стали и сварных соединений на чистый срез.**

Предлагается статистический способ испытания на срез, при котором разрыв образцов происходит под действием чистых тангенциальных усилий.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 458–461

ДК 621.924.9

Добреску, Г. и *Мунтяну, А.:* **Влияние кинетики абразивной смеси на конструктивную форму сопел для пескоструйной обработки.**

Анализируются показатели новой конструкции сопла для пескоструйной обработки со съемной головкой.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 462–464

ДК 621.981.23

Руикан, Г.: **Изгиб конструкционных труб.**

Проводится сравнение результатов испытаний по изгибу конструкционных труб резличными способами.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 8, стр. 465–470

DK 621(09)

Marinescu, M.: **Ein umfassen des Programm für die Entwicklung des Maschinenbaus.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 429–430

DK 625.23/.24 (09)

Constantinescu, V.: **Die Verbesserung der Herstellung von rollendem Material und Massnahmen zur Steigerung der Leistungskennziffern auf den Stand der betreffenden Gegenwartstechnik.**

Es werden die in der rumänische Industrie des Waggonbaus erzielten Fortschritte und die notwendigen Massnahmen für die Beibehaltung der Herstellung auf den Stand der Welttechnik dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 431–434

DK 678.029.43 ; 621.357

Popovici, V. und *Szenassy, A.:* **Geschweisste Bauteilgruppen aus Kunststoff im Bereich der galvanisierten Metalldächer.**

Es werden die Errungenschaften dargelegt, die in „Electroputere”-Werken von Craiova beim Schweissen der Bauteilgruppen aus Vinidur und Polyäthylen für metallische Dachkonstruktionen erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 435–441

DK 621.436.05

Vasilescu, C. A.: **Uberwachung der Gasableitung aus der Vorkammer der Dieselmotore.**

Der Verfasser analysiert den Einfluss der Ableitungsbedingungen der Gase aus der Vorkammer auf die Leistungskennziffern des Dieselmotors.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H, 8, S. 442–446

DK 621.512–33

Cosoroabă, V. und *Oprea, N.:* **Konstruktive Verbesserungen der Ventile für Schnellkolbenverdichter.**

Es werden eine Reihe von Verbesserungen bei der Herstellung von konzentrischen Ventilen für Schnellverdichter dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 446–449

DK 621.914–42

Lăzărescu, I. und *Abrudan, G.:* **Analyse der hyperbolischen Fehler beim Fräsen von Winkelprofilen.**

Es werden die Möglichkeiten einer Verringerung der hyperbolischen Fehler analysiert, die beim Bearbeiten an der Winkelfräsmaschine auftauchen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 449–452

DK 629.113–592.112.001.24

Hilohi, C.: **Berechnung der Kraftwagenbremsen mit Innenbacken.**

Es werden die Berechnungsverfahren für verschiedene Bremssysteme mit schwimmenden Innenbacken im Kraftwagenbau dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 453–457

DK 669.14 ; 621.791: 620.176

Iosipescu, N.: **Ein neues Prüfverfahren der Stähle und Schweisstellen bei reiner Scherung.**

Es wird ein neues statisches Scherprüfverfahren vorgeschlagen, wobei die Probestäbe unter rein tangentialer Belastung gerissen werden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 458–461

DK 621.924.9

Dobrescu, G. und *Munteanu, A.:* **Einfluss der Kinetik der Schleifgemische auf die Form der Sandstrahldüsen.**

Es werden die Leistungskennziffern einer neuer Düsenart für Sandstrahlgebläse mit ersetzbarer Pastile analysiert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 462–464

DK 621.981.23

Ruican, G.: **Biegen der Baurohre.**

Es werden vergleichsweise die Ergebnisse der Biegeversuche von Baurohren nach verschiedenen Verfahren dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 8, S. 465–470

DC 621(09)

Marinescu, M.: **A vast developmental programme of the machine builing industry.**

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 429–430

DC 625.23/.24 (09)

Constantinescu, V.: **Some ways of improving the manufacture of the rolling stock and rising its performances to the level of world technics.**

After describing the progress achieved by the Rumanian railwaycar building industry, the author suggests some measures required for the further improvement of its technical level.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 431–434

DC 678.029.43 : 621.357

Popovici, V. and *Szenassy, A.*: **Plastics-made welded units used in the field of metal galvanic coatings.**

The achievements obtained by the „Electroputere"-Craiova Works in welding the vinidur and polyethylene units used in the field of metal galvanic coatings are presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 435–441

DC 621.436.05

Vasilescu, C. A.: **Some observations concerning the gas expulsion process from the Diesel engine antechamber.**

The influence of the conditions under which gases are expelled from the antechamber on the performances of Diesel engines is analysed.

Constructia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 442–446

DC 621.512–33

Cosoroabă, V. and *Oprea, N.*: **The constructive improvement of valves for rapid piston compressors.**

Some recent advances in manufacturing concentric valves for rapid compressors are discussed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 446–449

DC 621.914–42

Lăzărescu, I. and *Abrudan, G.*: **Analysing the hyperbolic errors occurring in angular profile milling.**

The possibilities of reducing the hyperbolic errors associated with the utilization of angular cutters are analysed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 449–452

DC 629.113–592.112.001.24

Hilohi, C.: **The calculus of car brakes with inner floating shoes.**

The calculation methods for different systems of car brakes with floating shoes are presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 453–457

DC 669.14 ;621.791 ;620.176

Iosipescu, N.: **A new method for the pure shearing testing of steel and welds.**

A static method is suggested for shearing tests in which the breaking of test pieces occurs under the action of some pure tangential stresses.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 458–461

DC 621.924.9

Dobrescu, G. and *Munteanu, A.*: **The influence of the abrasive mixture kinetics on the constructive shape of sand blast nozzles.**

The performances of a new type of sand blast nozzle with amovible pastille are discussed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, p. 462–464

DC 621.981.23

Ruican, G.: **The bending of construction pipes.**

The results of bending tests carried out by different methods with construction pipes are comparatively presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 8, nr. 465–470

CD 621(09)

Marinescu, M.: **Un vaste programme de développement de l'industrie mécanique.**

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 429–430

CD 625.23/.24 (09)

Constantinescu, V.: **L'amélioration de la fabrication du matériel roulant et les mesures nécessaires pour situer les performances au niveau de la technique actuelle.**

L'auteur présente les progrès réalisés dans le domaine de la construction des wagons pour voies ferrées en Roumanie et les mesures nécessaires pour en maintenir la fabrication au niveau de la technique mondiale.

Construcţia de Maşini 17(1965), no. 8, p. 431–434

CD 678.029.43 ;621.357

Popovici, V. et *Szenassy, A.*: **Ensembles soudés en matières plastiques, appliqués dans le domaine des revêtements métalliques galvaniques.**

On décrit les réalisations des usines „Electroputere" -Craiova concernant le soudage des ensembles en vinidur et en polyéthylène, utilisés dans le domaine des revêtements métalliques galvaniques.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 435–441

CD 621. 436.05

Vasilescu, C. A.: **La maîtrise du processus de l'expulsion des gaz de l'antichambre du moteur Diesel.**

On étudie l'influence des conditions selon lesquelles a lieu le processus de l'expulsion des gaz de l'antichambre sur les performances du moteur Diesel.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 442–446

CD 621.512–33

Cosoroabă, V. et *Oprea, N.*: **L'amélioration de la construction des soupapes pour compresseurs rapides à piston.**

On donne une série de réalisations dans la construction des soupapes concentriques pour compresseurs rapides.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 446–449

CD 621.914–42

Lăzărescu, I. et *Abrudan, G.*: **L'analyse des erreurs hyperboliques qui se produisent lors du fraisage des profils à angles.**

On analyse les possibilités de diminuer les erreurs hyperboliques lors de l'usinage exécuté avec des fraises coniques angulaires.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 449–452

CD 629,113–592,112.001.24

Hilohi, C.: **Le calcul des freins d'automobile à sabots intérieurs flottants.**

L'auteur expose les méthodes de calcul pour plusieurs systèmes de freins d'automobile à sabots flottants.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 453–457

CD 669.14 ; 621.791 ;620.176

Iosipescu, N.: **Un procédé nouveau pour l'essai de l'acier et des soudures au cisaillement pur.**

On propose un procédé statique pour l'essai au cisaillement, la rupture des éprouvettes se produisant sous l'action des efforts tangentiels purs.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 458–461

CD 621.924.9

Dobrescu, G. et *Munteanu, A.*: **L'influence de la cinétique du mélange abrasif sur la forme des ajutages pour sablage.**

On examine les performances d'un type nouveau d'ajutage pour sablage, à pastille amovible.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 462–464

CD 621.981.23

Ruican, G.: **Le cintrage des tuyaux de construction.**

L'auteur expose et compare les résultats des différents procédés de cintrage des tuyaux de construction.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 8, p. 465–470

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XVII, AUGUST 1965, Nr. 8

CZ 621(09)

UN VAST PROGRAM DE DEZVOLTARE A INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Ing. MIHAI MARINESCU
ministrul industriei construcțiilor de mașini

Eveniment de importanță istorică în viața partidului și poporului nostru, Congresul al IX-lea al P.C.R. a împletit în mod armonios bilanțul cu perspectiva, conturînd, pe baza marilor înfăptuiri din șesenal, dezvoltarea economică a României socialiste la dimensiunile anului 1970.

Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. cu privire la dezvoltarea economiei naționale pe perioada 1966–1970 reflectă trăsăturile caracteristice proprii activității partidului nostru — abordarea științifică a problemelor, realismul întemeiat pe studiul aprofundat al posibilităților, concentrarea eforturilor materiale, financiare și umane, în primul rînd pentru dezvoltarea continuă a bazei tehnico-materiale a socialismului.

Drumul parcurs de economia noastră în anii puterii populare a dovedit justețea politicii de industrializare a țării — piatra unghiulară a întregii politici de construire a noii orînduiri. Dezvoltarea cu prioritate a industriei mijloacelor de producție a permis ca în anii șesenalului producția industriei construcțiilor de mașini să sporească într-un ritm mediu anual de peste 17 la sută, ponderea ei în totalul producției industriale crescînd de la 22,9 la sută în anul 1959, la 28 la sută în acest an. În 1965 producția globală va fi de 2,6 ori mai mare decît în 1959, realizîndu-se în circa două săptămîni întreaga producție anuală obținută de această ramură în 1938. De asemenea, exportul de mașini, utilaje și instalații este în anul 1965 de peste 3 ori mai mare decît în anul 1959.

Ritmul rapid de creștere a producției industriei construcțiilor de mașini în perioada planului de 6 ani a constituit un factor important al dezvoltării armonioase a întregii economii. A sporit continuu participarea industriei construcțiilor de mașini la înzestrarea diferitelor ramuri cu utilaje și instalații tehnologice de un înalt nivel tehnic. Cerințele de mașini și utilaje agricole, mijloace de transport, utilaj petrolier, instalații pentru industria chimică, a cimentului, de prelucrare a lemnului ș.a. au fost acoperite aproape în întregime din producția internă, realizîndu-se totodată progrese însemnate în ceea ce privește sortimentul și îmbunătățirea parametrilor tehnici.

Pe lîngă lărgirea permanentă a nomenclatorului de produse cu noi tipuri de mașini și utilaje moderne, s-a trecut la producția de linii tehnologice pentru marile complexe industriale din domeniul chimiei și petrochimiei, la echipamente complete pentru centrale hidroelectrice. Aceste succese au la bază creșterea continuă a nivelului tehnic al producției, promovarea tehnologiilor avansate, maturizarea și îmbogățirea experienței cadrelor din uzine.

★

Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. acordă o atenție deosebită dezvoltării industriei construcțiilor de mașini — inima oricărei economii moderne. Așa cum se arată în raportul prezentat la Congres de tov. Nicolae Ceaușescu ,,... și în viitor în centrul politicii partidului nostru rămîne industrializarea țării, dezvoltarea cu precădere a industriei grele, în special a industriei constructoare de mașini — fără de care nu sînt posibile ridicarea patriei noastre la un grad înalt de civilizație și bunăstare, înaintarea spre comunism".

La sfîrșitul planului economic pe anii 1966–1970 producția industriei construcțiilor de mașini va marca o creștere de circa 75 la sută, cu un ritm mediu anual de peste 12 la sută. Producția internă va asigura aproximativ două treimi din cantitatea de mașini, instalații și utilaje necesare programului de investiții al planului cincinal. Aceste prevederi pun în fața constructorilor de mașini sarcini de mare răspundere legate de îmbunătățirea caracteristicilor tehnico-funcționale ale mașinilor, cît și de lărgirea gamei de sortimente, sporirea și diversificarea producției.

În domeniul utilajului energetic se va extinde fabricaţia de termoagregate şi hidroagregate, însumînd circa 1,2 milioane kW. Pentru sistemul hidroenergetic de la Porţile de Fier s-a prevăzut executarea în ţară a echipamentului hidromecanic pentru baraj şi ecluză şi a hidroagregatelor de 175 MW, dezvoltîndu-se corespunzător Uzina de construcţii de maşini — Reşiţa. Realizări de seamă se vor obţine şi în producţia mijloacelor de transport, care va spori de aproape 1,8 ori faţă de 1965. Se vor asimila locomotiva electrică de 6 580 CP, seria de locomotive Diesel cu transmisie hidraulică, cargouri mineraliere de 10 200/12 500 tdw, noi tipuri de autoutilitare pentru transportul mărfurilor, paralel cu modernizarea tuturor mijloacelor de transport existente.

Producţia de tractoare şi maşini agricole se va mări şi diversifica la nivelul necesităţilor de mecanizare a lucrărilor din agricultură. Peste 80 de tipuri de maşini agricole vor fi asimilate şi introduse în fabricaţia de serie, ca de exemplu maşina pentru cules fasole, maşina de recoltat sfeclă, combina pentru recoltat cartofi, maşini pentru întreţinerea culturilor, viilor şi pomilor, combina pentru grîu, tractorul pentru arat în vie etc.

În anii viitori va creşte producţia de instalaţii de foraj de mare adîncime, se va extinde gama de utilaje pentru extracţie şi se vor însuşi noi tipuri de scule specifice industriei petroliere.

În ceea ce priveşte producţia de utilaje tehnologice, se va pune accentul pe asimilarea de instalaţii şi linii tehnologice complete necesare industriei chimice, de prelucrare a lemnului, uşoare şi alimentare. O atenţie deosebită se va acorda fabricaţiei de utilaje pentru mecanizarea proceselor grele şi cu volum mare de muncă, cum sînt cele din construcţii industriale şi civile, minerit, încărcări şi descărcări de mărfuri, transporturi uzinale etc.

Pentru a răspunde cerinţelor tehnice şi calitative tot mai ridicate pe care le impune dezvoltarea tuturor ramurilor economiei naţionale, producţia industriei electrotehnice urmează să crească într-un ritm mediu anual de peste 16 la sută. Din totalul investiţiilor ce se vor aloca ramurii construcţiilor de maşini în anii cincinalului, 1/3 sînt destinate industriei electrotehnice. În prima jumătate a anului 1966 va intra parţial în funcţiune noua secţie de aparataj electric de înaltă tensiune la Uzina „Electroputere” — Craiova, lichidîndu-se deficitul de aparataj electric de acest gen ce se resimte în economie. Producţia de aparataj de joasă tensiune şi de instalaţii va spori substanţial prin dezvoltarea capacităţii de producţie a Întreprinderii „Electroaparataj“ — Bucureşti, concomitent cu asimilarea de noi serii de produse şi reconsiderarea tehnologiei produselor proprii. Necesarul de echipament electric pentru auto şi tractoare se va asigura prin dezvoltarea unor noi capacităţi de producţie.

În 1970 se va atinge un nivel de 2000—2400 MW, prin sporirea şi perfecţionarea producţiei de electromotoare. De asemenea, va creşte producţia acumulatoarelor cu plumb tip auto şi de tracţiune. Comparativ cu tipurile produse în prezent, acumulatoarele care se vor realiza vor avea o durată de viaţă cu 50 la sută mai mare la sortimentul auto şi de 6 ori, la cele pentru tracţiune.

În scopul introducerii unui sistem modern de telefonie automată, urbană şi interurbană, se prevede asimilarea unui nou tip de echipament telefonic şi a unor sisteme de curenţi purtători. Producţia de radioreceptoare va creşte cu 40 la sută, iar cea de televizoare de 2,5 ori faţă de anul 1965. Se va extinde în continuare gama de sortimente de piese de radio şi dispozitive semiconductoare, avîndu-se în vedere şi alte nevoi ale economiei, cum sînt: producţia de redresoare şi semiconductoare, elemente de automatizare electronice şi aparate electronice industriale. Se prevede organizarea unei producţii de electronică industrială şi radiotehnică profesională, necesară dotării industriei şi telecomunicaţiilor.

Ţinînd seamă de importanţa pe care industria construcţiilor de maşini o are pentru întreaga economie, se va îmbunătăţi introducerea în fabricaţie a noilor maşini şi utilaje, se vor perfecţiona colaborarea şi cooperarea întreprinderilor, asigurîndu-se totodată stabilitatea profilurilor de producţie a uzinelor.

Concomitent cu ridicarea nivelului tehnic al bazei materiale, promovarea unor principii moderne de organizare a producţiei şi a muncii, creşterea productivităţii muncii, se vor lua măsuri eficiente pentru ridicarea calităţii producţiei. Se va avea în vedere şi în viitor concentrarea, în sectoarele de concepţie şi proiectare ale întreprinderilor noastre, a celor mai bune cadre tehnico-inginereşti, întărirea controlului tehnic şi a recepţionării produselor, pentru îngrădirea fabricării unor produse de calitate inferioară. De asemenea, se vor asigura condiţiile tehnico-materiale pentru obţinerea unor indici înalţi de calitate, prin dotarea în continuare a uzinelor constructoare de maşini cu standuri de probă, mijloace de măsură şi control, scule, dispozitive şi verificatoare etc.

Realizarea acestor măsuri va conduce la obţinerea unor produse de calitate superioară — problemă pe care partidul o ridică la rangul de politică de stat.

★

Multitudinea şi complexitatea tehnică şi economică a sarcinilor ce decurg pentru industria construcţiilor de maşini din programul vast, ştiinţific, fundamentat al dezvoltării economiei ţării în viitorii cinci ani impun mobilizarea forţelor de cercetare şi proiectare, a constructorilor şi colectivelor din uzine pentru ridicarea pe o treaptă calitativ superioară a activităţii ramurii.

CZ. 625.28/.24(09)

Îmbunătăţirea fabricaţiei materialului rulant şi măsurările ce se impun pentru ridicarea performanţelor la nivelul tehnicii actuale respective

VASILE CONSTANTINESCU

Una dintre liniile directoare promovată cu consecvenţă de Partidul Comunist Român în politica sa economică este constituită de preocuparea necontenită pentru tehnica modernă, însuşirea şi dotarea industriei cu cele mai noi cuceriri cunoscute de ştiinţa şi tehnica mondială.

Conform indicaţiilor conducerii de partid, condiţia esenţială a livrărilor de produse industriale, şi în special de produse ale industriei constructoare de maşini, constă în asigurarea calităţii şi a nivelului tehnic mondial în perioada livrării, atît pentru produsele de import, cît şi pentru cele care urmează să fie exportate.

Pătrunderea progresului tehnic în toate ramurile economiei naţionale determină, concomitent cu sporirea volumului producţiei, şi accelerarea vitezei de circulaţie a mărfurilor şi persoanelor.

Necesităţile de transport reclamă din ce în ce un număr tot mai mare de vagoane, fapt pentru care a fost necesar să se dezvolte corespunzător sectorul de construcţii de vagoane.

Astfel, producţia de vagoane de cale ferată este în prezent de circa 15 ori mai mare decît în 1950.

In perioada 1948 — 1964 s-a construit în Uzinele de vagoane Arad şi Uzinele mecanice Turnu Severin un număr de 52 tipuri noi de vagoane, dintre care 14 destinate exportului.

In vederea transpunerii în practică a indicaţiilor precizate mai sus, constructorii de vagoane s-au documentat asupra nivelului tehnic atins în ţările şi de firmele specializate, pentru a se determina, cu cea mai mare precizie şi competenţă, caracteristicile corespunzătoare nivelului calitativ şi tehnic mondial.

In raport cu această documentare s-au luat o serie de măsuri privind îmbunătăţirea organizatorică şi perfecţionarea tehnică a produselor.

Pe linia de îmbunătăţiri constructive, principala direcţie de care s-a ţinut seamă la construcţia noilor vagoane a fost mărirea vitezei de circulaţie şi reducerea duratei de transport, la vagoane de călători viteza de circulaţie crescînd pînă la 160 km/h în loc de 60 km/h, iar la vagoanele marfă, la 120 km/h faţă de 20 km/h.

O caracteristică importantă a vagoanelor este indicele de calitate a mersului. Ţinînd seamă că valoarea acestui indice depinde în primul rînd de suspensie, de alegerea dimensiunilor principale ale vagoanelor, de osia montată, de modul de întreţinere a liniilor, s-a aplicat la vagoanele de călători, de exemplu, o suspensie combinată cu arcuri elicoidale şi amortizoare hidraulice, iar vagoanele de marfă au fost înzestrate cu arcuri cu foi corespunzătoare ultimelor prescripţii internaţionale.

In acest fel indicele de mers la vagoanele de călători este de 2,2, şi de 2,8 — 3,5 pentru vagoanele de marfă ; chiar în cazul vitezelor critice valorile nu au depăşit 3,9 şi, în consecinţă, vagoanele fabricate în ţară îndeplinesc condiţiile circulaţiei cu viteze mari, limita maximă a indicelui de mers fiind 4,25.

Economicitatea în exploatare a vagoanelor de mare capacitate este determinată de posibilitatea de a se realiza un coeficient de tară mai redus şi trenuri mai scurte.

Vagoanele construite în ţara noastră în ultimul timp s-au înscris în acest indice economic. Astfel, la vagoanele autodescărcătoare tip gondolă de 60 t, în comparaţie cu vagonul Itd pe două osii pe care îl înlocuieşte în majoritatea transporturilor, coeficientul de tară este de 0,39 faţă de 0,43 la Itd. Lungimea unui tren, pentru o încărcătură utilă de 1 500 t, cuprinzînd vagoane de tip gondolă, este de 355 m faţă de 750 m pentru un tren compus din vagoane Itd cu aceeaşi încărcătură utilă.

Vagoanele noi construite în ţară justifică sarcinile trasate de Congresul al IX-lea al P.C.R. în sensul că noile vagoane de marfă sînt construite în majoritate pe patru osii, adică vagoane de mare capacitate.

Această sarcină este realizată şi la vagoanele de călători, prin faptul că lungimea totală a vagonului este de 24,5 m cu 80 de locuri dispuse în 10 compartimente la vagonul de clasa a II-a şi 54 locuri dispuse în 9 compartimente la vagonul de clasa I.

O altă preocupare a constructorilor de vagoane s-a materializat în legătură cu creşterea rezistenţei vagonului în scopul asigurării unei durabilităţi maxime şi reducerii cheltuielilor de reparaţii. Tendinţa de a construi vagoane pentru sarcini din ce în ce mai mari cu viteze sporite, de a reduce timpul de manevră şi de formare a trenurilor, impune ca vagoanele să fie suficient de rezistente, atît la preluarea sarcinilor verticale, cît şi la forţele mari de tamponare, care apar în timpul manevrelor.

De aceea, s-au efectuat încercări la standul de probă de tamponare pentru sarcini axiale de 200 t şi 50 t în diagonală, cum şi măsurări tensiometrice în vederea determinării solicitărilor diferitelor subansambluri ale vagonului în timpul preluării sarcinilor.

Vagonul de călători are şasiul şi cutia vagonului în construcţie sudată din tablă subţire, formînd un ansamblu rigid autoportant. Construcţia metalică astfel executată rezistă la eforturile de tamponare care apar în exploatare şi este prescrisă de normele internaţionale, asigurînd securitatea pasagerilor chiar în caz de accidente.

La vagoanele de marfă de tip gondolă, prin utilizarea oţelurilor slab aliate, s-a obţinut reducerea greutăţii cu peste 2 t şi o rezistenţă sporită a vagonului în ansamblu.

La vagoanele marfă de mare capacitate s-a avut în vedere mecanizarea operaţiilor de încărcare şi descărcare, caracteristică care asigură o economie importantă în timp de imobilizare pentru încărcare şi descărcare.

In acest scop, vagonul gondolă a fost prevăzut cu clape în planşeu permiţînd golirea prin mecanismul de autodescărcare, pereţii frontali fiind rabatabili pentru a se realiza golirea vagonului prin răsturnare frontală.

De asemenea, vagoanele acoperite sînt înzestrate cu guri de încărcare în acoperiş şi trape de descărcare în uşile laterale, fapt care permite mecanizarea completă a încărcării şi descărcării.

La vagoanele de călători s-a urmărit asigurarea unui confort corespunzător şi realizarea unui interior modern, utilizîndu-se în mod armonios materialele plastice de calitate superioară în culori pastel.

Izolaţia termică şi acustică este realizată prin mase spongioase uşoare de fabricaţie indigenă, respectiv prin paste antisonorizante.

Pereţii interiori ai vagonului sînt căptuşiţi cu plăci melaminate de tip formica fixate în rame de aluminiu eloxat.

Uşile de intrare sînt pliante cu deschidere spre exterior şi conform noilor prescripţii şi standarde internaţionale.

Uşile de intercomunicaţie sînt confecţionate din două panouri conjugate, cu închidere automată.

Aparatele de tracţiune şi ciocnire sînt prevăzute cu arcuri de fricţiune, inelare, care creează posibilitatea preluării şocurilor în mod progresiv.

Ferestrele sînt duble, cu partea superioară mobilă, partea inferioară fiind fixă. Mecanismul de acţionare a ferestrei este astfel realizat încît să se obţină o echilibrare perfectă a ferestrei în orice poziţie.

Compartimentele au bănci capitonate pe arcuri şi cauciuc spongios, căptuşite cu vinilin sau stofă.

Coridorul, în acelaşi stil ca şi compartimentul, este înzestrat cu uşi oscilante la cele două capete.

Prin adoptarea maselor plastice şi a ramelor de aluminiu eloxat în construcţia compartimentelor şi coridorului se asigură un interior plăcut, luminos, şi o corespunzătoare armonie între culori, pentru toate părţile vagonului.

Anexele sanitare compuse din două cabine distincte la fiecare capăt de vagon sînt prevăzute cu acţionare prin pedale pentru robinetele de apă, prize de bărbierit etc.

Instalaţia de iluminat este alimentată de un alternator acţionat de la roata vagonului; curentul alternativ este redresat printr-un redresor cu siliciu şi alimentează bateria de acumulare de tip Panzer antitrepidant. Instalaţia are un regulator cu tranzistoare.

Distribuţia energiei electrice se face în curent continuu de 24 V, iar lămpile fluorescente din vagon sînt alimentate prin convertizoare cu tranzistoare cu curent electric de înaltă frecvenţă la 220 V. Curentul de înaltă frecvenţă asigură aprinderea instantanee a lămpilor, eliminînd complet efectul stroboscopic chiar la viteza maximă de 160 km/h.

Incălzirea şi ventilaţia se realizează cu aer modulat (debit de aer constant cu temperatură variabilă).

Sursa de încălzire a aerului poate fi curentul electric sau aburul, în funcţie de felul tracţiunii.

Reglarea încălzirii se face complet automat cu ajutorul unor termostate montate în compartimente care asigură, chiar la o temperatură exterioară de $-35°C$, o temperatură interioară de circa $+21°C$.

Sistemul de alimentare cu aer necesar încălzirii comportă două canale, unul servind pentru refularea aerului cald, celălalt pentru conducerea aerului rece provenit fie din recirculaţia aerului din compartimente, fie aer proaspăt filtrat din exterior. În sezonul cald, aceleaşi canale au rolul de a dirija în compartimente aer proaspăt filtrat din afară.

Vagoanele sînt înzestrate cu frînă de mare viteză şi cu dispozitiv de blocare a roţilor.

Presiunea în cilindrul de frînare este reglată în mod automat în funcţie de viteza de circulaţie.

Toate aceste îmbunătăţiri în construcţia vagoanelor nu au fost posibile fără elaborarea unor măsuri tehnico-economice corespunzătoare de către cadrele tehnice respective din uzinele constructoare şi de către forurile coordonatoare.

Astfel, în cursul anului 1964, s-a înfiinţat, în cadrul uzinelor constructoare de vagoane, servicii pentru pregătirea fabricaţiei, încadrate cu ingineri şi tehnicieni avînd o bogată experienţă în producţie.

Execuţia prototipurilor, seria zero, şi pregătirea pentru fabricaţia de serie s-au efectuat cu o pregătire tehnologică corespunzătoare, stabilindu-se cotele de debitare şi contracţiile la sudură şi executîndu-se dispozitivele necesare de lucru; execuţia fiecărui reper a fost asigurată cu SDV-uri de calitate.

Concomitent cu aceasta s-a trecut la pregătirea şi organizarea locurilor de lucru pentru unele faze tehnologice specifice produselor, de exemplu: organizarea halei pentru fabricarea inelelor pentru arcuri inelare, organizarea locurilor de lucru pentru pregătirea şi izolarea vagoanelor acoperite prin procedeul de flocare, organizarea atelierului electric pentru vagoane de călători etc.

Pregătirea tehnologică a continuat la toate produsele pe tot timpul fabricaţiei, urmărindu-se o înzestrare corespunzătoare, echiparea cu SDV-uri crescînd de la 0,1 la 3.

Pentru anumite locuri speciale de muncă s-au elaborat instrucţiuni pentru operaţiile de montaj, de asamblare, de sudare, de tratament termic ; pentru piesele şi procesele tehnologice mai complexe s-au elaborat planuri de operaţii.

Imbunătăţirea şi aplicarea în continuare a planurilor de trasare combinată a tablelor, a modificărilor constructive, cum şi micşorarea adaosurilor de prelucrare au determinat reducerea consumului de materiale, în 1964, cu 659 t faţă de 1963.

Ca urmare a introducerii de procedee tehnologice noi, a îmbunătăţirii indicelui de utilare, a organizării fabricaţiei în flux tehnologic şi a mecanizării unor operaţii, s-a obţinut o dinamică descrescătoare a consumurilor specifice de manoperă în 1964 în raport cu anul 1963 : vagon refrigerent — 4 810 ore faţă de 5 550 ; vagon basculant 25 m³ — 1 553 ore faţă de 1 740 ; vagon gondolă — 1 660 ore faţă de 3 100.

Atît pentru realizarea sarcinilor de plan cum şi pentru respectarea tehnologiei s-au introdus metode de organizare care să ducă la îmbunătăţirea aplicării lucrului în flux, urmărindu-se folosirea completă a suprafeţelor de producţie şi scurtarea ciclului de fabricaţie cu obţinerea ritmicităţii fabricaţiei. La Uzinele de vagoane — Arad, soluţionarea tehnică a acestei organizări a fost rezolvată de colectivul de ingineri din cadrul M.I.C.M. — Direcţia de sinteză — care a aplicat procedeul în flux longitudinal unidirecţional pe tacte, alimentînd linia de asamblare generală a vagonului prin transportul transversal al subansamblurilor la locurile de asamblare ale liniei.

De asemenea, în secţiile de sudură, finisaj şi vopsitorie s-a aplicat metoda fluxului tehnologic cu tacte în linie longitudinală, la produsele cu fabricaţie în paralel.

Sistemul aplicat duce la organizarea locurilor de muncă cu volume de lucru egale în timp cu durata tactului sau cu un multiplu al duratei tactului, în care caz, pentru asigurarea cadenţei de fabricaţie în timp egal cu durata tactului, s-a creat un număr de locuri de muncă egal cu raportul dintre durata operaţiei ce se execută în acel loc de muncă şi durata tactului.

Au fost create astfel locuri de muncă multiple pe care se execută aceleaşi operaţii tehnologice.

Acest principiu de organizare a permis crearea unei linii speciale de sudură automată care deserveşte lucrările respective pentru produsele cu fabricaţie pe aceeaşi travee. În plus, amplasarea corespunzătoare a locurilor de muncă şi a dispozitivelor pentru deservirea lor permite ca traseele de transport al pieselor şi ansamblurilor de la un loc la următorul din succesiunea tehnologică să se facă pe lungimi minime.

Permite în acelaşi timp să se aplice mecanizarea muncilor grele : ridicarea pieselor pentru a fi montate pe ansambluri şi mecanizarea unor operaţii de îndreptare.

Fluxul tehnologic aplicat a dus la o creştere a productivităţii muncii cu peste 30%.

Cel mai important efect al aplicării lucrului în flux pe tacte în hala principală de montaj-finisaj a constat în sporirea indicilor de utilizare a suprafeţelor, care în comparaţie cu anul 1963 au crescut astfel : secţia de debitare de la 10,9 t/m² la 14 t/m² ; secţia de pregătire de la 5,8 t/m² la 6,9 t/m² ; secţia de montaj-finisaj de la 2,32 t/m² la 4,05 t/m².

Creşterea productivităţii pe unitatea de utilaj, rezultată din raportul dintre producţia globală şi numărul total de maşini, a crescut de la 542 mii lei/utilaj la 931 mii lei/utilaj.

Pentru reducerea timpilor auxiliari de deservire a maşinilor au fost introduse numeroase instalaţii de mecanizare pentru deservirea locurilor de lucru, modernizîndu-se în acelaşi timp utilajele existente :

— s-a aplicat găurirea multiax pe maşini agregat la discurile tampoanelor, manşoanelor de legare de la aparatul de tracţiune, la capacul cutiei de grăsime, la labirinturile pentru rulmenţi, pentru închizătoarele balamale etc., productivitatea la aceste operaţii crescînd cu 50 — 250% ;

— s-a aplicat strîngerea pneumatică a bacurilor universalelor la strungurile S3 şi s-au utilizat menghine pneumatice la unele maşini de frezat ;

— s-a mecanizat eliminarea materialului debitat de sub foarfecele ghilotină ;

— s-au folosit macarale pneumatice şi grinzi rulante pentru deservirea unor maşini şi locuri de lucru, în special în secţiile de prelucrări mecanice ;

— s-au adaptat foarfece ghilotină cu cărucior acţionat pneumatic pentru eliminarea materialului debitat ;

— s-a prevăzut ferăstrăul circular cu un dispozitiv pneumatic de avans al materialului.

Urmează ca în 1965 să se execute modernizarea instalaţiei de sablat vagoane marfă şi a celei de alimentare cu material pentru foarfecele ghilotină.

De asemenea, în organizarea fabricaţiei au fost introduse automatizări care vor fi extinse în 1965 :

— prelucrarea cutiilor de unsoare prin introducerea agregatului ARG, realizîndu-se o linie automată (freză portal, un agregat eboş, o linie de transfer pentru prelucrarea şi finisarea cutiilor eboş) ;

— linie agregat pentru fabricarea arcurilor inelare, care vor înlocui tampoanele cu arcuri volute reprezentînd o soluţie învechită, neeconomică şi cu caracteristici funcţionale inferioare.

Pentru fabricaţia arcurilor inelare se montează o linie automată de forjare-laminare a inelelor care se va trece în 1965 la fabricaţia de serie, asigurînd întregul necesar de plan. Linia se compune dintr-un agregat CIF, o presă de forjare, un laminor şi o presă pentru calibrat inele. De asemenea s-a organizat linia de debitare a semifabricatelor pe strung şi sînt în curs de montare maşinile de încercare.

Capacitatea de producţie a liniei în două schimburi este de 1 320 000 inele pe an. Prin introducerea acestei linii se face o economie anuală de 10 800 000 lei, investiţiile fiind recuperate într-un an şi jumătate.

Pentru îmbunătăţirea în continuare a parametrilor şi ridicarea performanţelor vagoanelor, constructorii de vagoane studiază în colaborare cu Academia Republicii Socialiste România. — Baza Timişoara înlocuirea saboţilor de fontă cu saboţi de material plastic, fapt care va duce la economii substanţiale de fontă.

De asemenea, specialişti din I.P.C.M. şi I.C.T.C.M. împreună cu specialiştii uzinelor constructoare de vagoane studiază posibilitatea culbutării laterale a vagoanelor autodescărcătoare de tip gondolă.

Instalaţia de încălzire a vagonului de călători a fost probată de Institutul internaţional din Viena care a certificat că performanţele respective sînt la nivelul tehnicii actuale. Acest Institut a considerat că funcţionarea încălzirii la — 37°C este un record european în materie de încălzire cu aer. Incercarea instalaţiei de încălzire în tunel, la viteze pînă la 120 km/h şi la temperatura de 10°C, reprezintă o probă internaţională foarte grea în materie de încălzire şi puţine vagoane europene au putut să o satisfacă.

Un rol important în organizarea şi îmbunătăţirea fabricaţiei întreprinderilor constructoare l-a avut conducerea M.I.C.M., care a asigurat toate condiţiile realizării sarcinilor de plan la aceste uzine.

Imbunătăţirea radicală a întregului proces de fabricaţie a vagoanelor şi în special a ritmicităţii a corelat fabricaţia, asigurîndu-se o dinamică normală prin primirea necesarului de la cooperatori, conform graficelor de colaborare.

Marea majoritate a întreprinderilor colaboratoare, însuşindu-şi rolul important al cooperării şi specializării în industria socialistă, au corespuns sarcinilor respective.

Din cele arătate se poate trage concluzia că noile vagoane de călători şi marfă, construite în ţara noastră, se prezintă la un înalt nivel tehnic.

Trebuie remarcat însă că nu sînt epuizate toate posibilităţile existente şi că faţă de ritmul rapid al progresului tehnic trebuie să se continue eforturile în sensul continuei considerări a tehnicii noi.

Astfel, se evidenţiază problemele sesizate pînă în prezent şi măsurile necesare în cadrul construcţiei vagoanelor de marfă :

— asimilarea fabricaţiei profilelor uşoare laminate, inclusiv profilul Z — din OL × 52, pentru a se reduce tara respectivă ;

— dotarea vagoanelor cu echipamente de frînă KE în locul frînei Knorr HIKP ;

— realizarea unui schimb de experienţă cu ţările care construiesc vagoane de marfă cu cutia şi acoperişul din aluminiu în construcţie sudată ;

— laminarea tablelor şi profilelor la toleranţe negative faţă de standarde ;

— efectuarea măsurărilor tensiometrice cu ocazia probelor la toate tipurile de vagoane ;

— asigurarea unui decalaj de 1 — 2 ani între seria zero şi seria de fabricaţie, timp necesar pentru executarea probelor în exploatare (anduranţă).

In ce priveşte vagoanele de călători :

— să se adopte varianta de încălzire a vagoanelor cu tubulatură în interiorul vagoanelor ;

— să se îmbunătăţească calitatea profilelor de cauciuc şi să se lărgească sortimentul respectiv ;

— să se asigure fabricarea sticlei pentru ferestre tip termofan (securizate) ;

— să se înzestreze uzinele constructoare cu aparate de sudat, cu insuflare de CO_2, pentru sudarea tablei de stîlpii carcaselor şi a tablelor de acoperiş pe arcele de acoperiş, construcţia actuală a vagonului fiind aptă pentru a se aplica această tehnologie.

In acest fel noile tipuri de vagoane călători şi marfă vor determina lărgirea şi modernizarea parcului de vagoane necesare sectorului de transporturi şi vor spori prestigiul industriei constructoare de maşini din ţara noastră.

CZ 678.029.43 :621.357

Ansamble sudate din materiale plastice aplicate în domeniul acoperirilor metalice galvanice

VLADIMIR POPOVICI şi ALEXANDRU SZÊNASSY

Apariţia materialelor plastice ca vinidurul şi polietena a deschis perspective noi în realizarea ansamblelor sudate necesare atelierelor de acoperiri metalice.

Posibilităţile de realizare prin autoutilare a utilajelor necesare pentru sudare şi cunoaşterea procesului tehnologic de sudare permit oricărui atelier de acoperiri metalice să-şi realizeze o serie de ansamble sudate de dimensiunile cele mai potrivite necesităţilor proprii. In cele ce urmează se va expune experienţa Uzinelor „Electroputere"—Craiova la realizarea utilajului de sudare şi a ansamblelor sudate din vinidur şi polietenă, experienţă care a permis modernizarea şi mărirea capacităţii atelierului de acoperiri metalice, care deserveşte fabricaţia în serie, în special a locomotivelor Diesel electrice şi a aparatajului de înaltă tensiune.

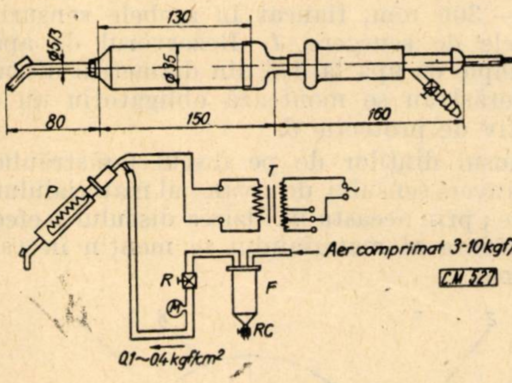


Fig. 1

Utilajul folosit la sudarea materialelor plastice (fig. 1) se compune din : pistolul cu rezistenţă electrică pentru aer cald P ; filtrul pentru aer comprimat F ; transformatorul T, 220/40 V ; furtunul de cauciuc pentru aer, fixat la reductorul R, cu manometrul M.

Pistolul pentru aer cald a fost realizat în mai multe variante pentru a se obţine o greutate minimă şi rezistenţă mare în exploatare. Primul tip de pistol de sudare (fig. 2) s-a realizat după literatura tehnică de specialitate [1], cu materialele existente în uzină.

La confecţionarea cartuşului de încălzire s-a folosit ca suport pentru rezistenţe electrice o ţeavă de porţelan cu cinci aripi longitudinale. Rezistenţa electrică din sîrmă de cromnichel de 0,2 mm diametru a fost spiralizată la 4 mm diametru şi bobinată pe aripile longitudinale ale suportului. Capetele rezistenţei electrice au fost fixate cu cleme presate din tablă de alamă cu conducte de ieşire din sîrmă de cupru de 1,5 mm diametru. Ansamblul clemă-conductă a fost protejat contra oxidării printr-un strat de argint.

Defecţiunile acestui cartuş în exploatare au fost următoarele :

— conducta trecută prin centrul cartuşului s-a oxidat, micşorîndu-se treptat secţiunea ;

— scurtcircuite între spire cauzate de incluziuni metalice în masa porţelanului suport.

Pentru eliminarea acestor neajunsuri s-au construit două variante de pistol în care conductele de cupru au fost înlocuite cu sîrmă de cromnichel de 1 mm diametru şi bandă de cupru argintat de secţiune 1×4 mm. Ultima variantă a necesitat mărirea diametrului exterior al pistolului de la 35 la 60 mm şi sporirea greutăţii pistolului de la 950 la 1 500 g.

Ultimul tip de pistol a funcţionat fără defecţiuni timp de peste un an.

In baza unui schimb de experienţă cu fabrica „Anticorosivul" din Bucureşti s-a construit un nou tip de pistol la care suportul ceramic este cilindric, cu diametrul de 25 mm, lungimea de 60 mm, cu opt canale longitudinale de 5 mm diametru, deschise spre periferia cilindrică printr-o crestătură de 2 mm (Fabrica de produse refractare din Comarnic—Ploieşti). Noul tip de pistol cîntăreşte 800 g. Nici acest tip de pistol n-a dat rezultate mulţumitoare din cauza deselor defecte electrice la rezistenţa de încălzire. Din această cauză rezistenţa electrică spiralizată a fost înlocuită cu sîrmă de Cr-Ni de 0,4x1,5 mm, obţinută prin laminarea unei sîrme de 0,8 mm diametru.

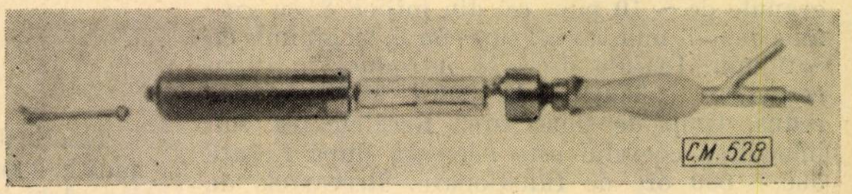


Fig. 2

Manşonul de protecţie conic, care înglobează cartuşul de încălzire, a fost căptuşit în interior cu azbest de 0,5 mm grosime. Manşonul s-a realizat din tablă de fier de 1 mm grosime protejată contra oxidării printr-o oxidare alcalină, după o prelucrare în prealabil pînă la luciu, pentru formarea unei pelicule netede şi dense de oxid de fier negru, mai rezistent — decît nichelarea sau cromarea — la încălziri repetate.

Cu ultimul tip de pistol se lucrează de circa cinci luni, 10 — 12 ore zilnic, fără nici o defecţiune, deci peste 1 200 ore de exploatare.

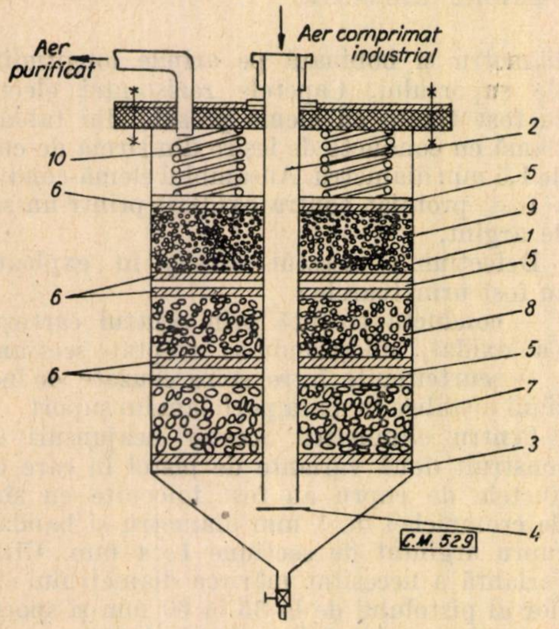


Fig. 3

Filtrul pentru aer comprimat este necesar pentru reţinerea umezelei şi urmelor de ulei care, dacă ajung pe suprafaţa încălzită a materialelor plastice, provoacă incluziuni de gaze care scad rezistenţa cordonului de sudură.

Filtrul care s-a construit (fig. 3) are un corp cilindric *1* avînd pe partea inferioară o prelungire conică unde este racordat robinetul de scurgere pentru apa condensată. Conducta centrală *2* prin care intră aerul comprimat are la capătul inferior o placă de fund *3*, perforată, şi o plăcuţă deflector *4*.

Cilindrul este împărţit în trei compartimente prin plăcile *5*, perforate, şi discurile din pîslă rară *6*. Cele trei compartimente sînt umplute cu cocs granulat ; compartimentul inferior *7*, cu granule de ~ 10 mm, cel din mijloc *8*, cu granule de ~ 5 mm, iar cel superior *9*, cu granule de ~ 2 mm. Inainte de a se introduce în filtru cocsul se calcinează la 800 — 900°C la aer redus, timp de două ore. Recalcinarea sau înlocuirea cocsului este necesară după fiecare 500 — 600 ore de funcţionare. Resoartele de presare *10* asigură menţinerea straturilor cu granule de cocs în stare compactă.

Transformatorul reductor de tensiune de 220/40 V are prize pentru reglarea tensiunii şi puterea 400 VA.

Furtunul de cauciuc asigură legătura dintre reductorul de presiune şi pistolul de sudare şi are diametrul de 8/12 mm.

Reducerea presiunii aerului pînă la 0,1 — 0,4 kgf/cm^2 se poate realiza cu un reductor normal de oxigen, eventual declasat, la care trebuie înlocuită membrana cu una mai sensibilă. Locul manometrului de înaltă presiune se astupă cu un buşon etanş, iar manometrul de joasă presiune se înlocuieşte cu un manometru cu limita maximă de presiune 1,0 kgf/cm^2.

Debitarea vinidurului se execută cu un ferăstrău circular special, adaptat la o maşină de şlefuit cu ax flexibil (NIBRU-MAX) cu limite largi de reglare a turaţiei. Tot cu acest utilaj se execută şi şanfrenarea muchiilor pentru sudare.

Cu acest utilaj se asigură o viteză de tăiere de 2 500 m/min recomandată [2], care poate ajunge la 3 200 — 3 500 m/min prin răcirea şi ungerea cu apă a discului de ferăstrău, datorită cărora s-a putut reduce distanţa dintre dinţii ferăstrăului de la 3 mm la 1,5 — 2 mm. Astfel s-a mărit randamentul de tăiere cu circa 30% şi s-au obţinut muchii de tăiere fără rupturi şi bavuri, economisindu-se timpul pentru ajustări ulterioare.

Ferăstrăul realizat (fig. 4) are o masă *1*, pe care alunecă materialul *2*, care urmează a fi tăiat. Discul ferăstrăului *3* are diametrul 200 — 300 mm, flancat în ambele sensuri cu perdele de scurgere *4*. Rezervorul de apă *5* se umple cu apă la 1/5 din diametrul discului. Pe ferăstrău se montează obligatoriu un dispozitiv de protecţie *6*.

Sensul dinţilor de pe discul ferăstrăului *3* este invers sensului de avans al materialului de tăiere ; prin aceasta încălzirea discului şi efectul de frînare al materialului se menţin în valori minime.

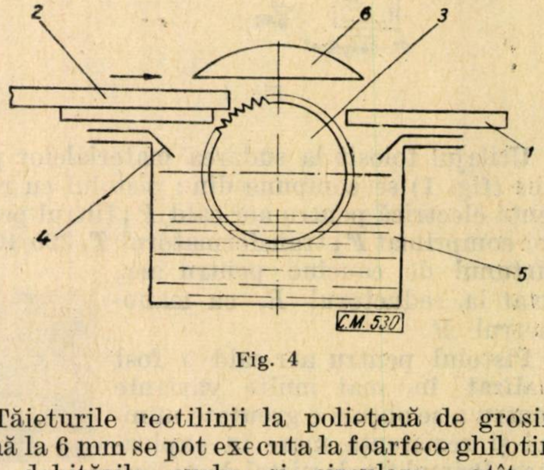


Fig. 4

Tăieturile rectilinii la polietenă de grosime pînă la 6 mm se pot executa la foarfece ghilotină, iar debitările curbe şi circulare — atît ale polietenei cît şi ale vinidurului, cu un ferăstrău oscilant acţionat de un motor electric.

Dispozitivele utilizate pentru pregătirea prealabilă a materialelor sînt :

— dispozitiv pentru îndoire la cald a plăcilor ;

— dispozitiv pentru îndoirea plăcilor de polietenă.

Dispozitivul pentru îndoirea la cald a plăcilor de vinidur (fig. 5) constă din două țevi de încălzire *1* și *2* din Cr-Ni, un suport fix *3*, o piesă mobilă de strîngere *4*, suporții de fixare *5* a țevilor de Cr-Ni izolați electric față de suportul fix *3* și radiatoarele din aluminiu *6*. Diametrul țevilor de încălzire *1* și *2* trebuie să fie de 2 — 2,5 ori grosimea plăcilor din vinidur *7*.

Incălzirea electrică a țevilor de Cr-Ni prezintă următoarele avantaje :

— durata de încălzire este mai redusă decît cu aer cald ;

— temperatura țevilor este uniformă pe toată lungimea, ceea ce duce la muchii uniforme fără tensiuni interne locale ;

— întindere mică a materialului datorită aplicării fîșiilor radiatoare de aluminiu ;

— posibilitatea reglării fine a temperaturii prin reglarea tensiunii autotransformatorului care alimentează circuitul țevilor de Cr-Ni ;

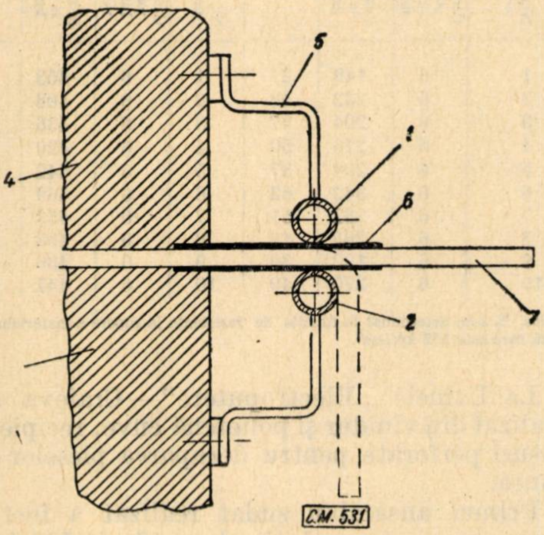


Fig. 5

— posibilitatea răcirii rapide a materialului îndoit, prin trecerea unui curent de aer comprimat prin țevile de Cr-Ni. Alimentînd țevile de Cr-Ni de 10 mm diametru cu 8 V și 350 — 400 A, la îndoirea unei plăci din PVC-dur de 1 000 mm lungime și 4 mm grosime, îndoirea s-a făcut la o temperatură de 135 — 145°C. Durata încălzirii a fost de 5 — 7 min, iar durata totală pentru executarea unei îndoiri la 90° de 12 — 15 min.

Dispozitivul pentru îndoirea la cald a plăcilor de polietenă este o riglă *1*, de secțiune dreptunghiulară (fig. 6) de 12 × 25 mm rabotată la muchie la 88° și prevăzută la capete cu două fanioane din cupru *2* pentru încălzire electrică la o tensiune de 8 — 9 V, 750 — 800 A.

Rigla este prevăzută pe întreaga lungime cu un canal pentru a mări rezistența electrică.

După încălzirea prealabilă pînă la 250 — 255°C rigla se așază pe locul marcat al îndoiturii, apoi se presează ușor pînă se adîncește la 2/3 din grosimea plăcii. Se menține în această poziție timp de 20 — 80 s, apoi se îndepărtează și se îndoaie placa *3* la unghiul dorit, fixînd-o în această poziție timp de 2 — 3 h. Fixarea în poziție pe timp de 2 — 3 h are o importanță hotărîtoare asupra calității îndoirii, întrucît recristalizarea polietenei necesită mai mult timp decît răcirea lentă a masei topite.

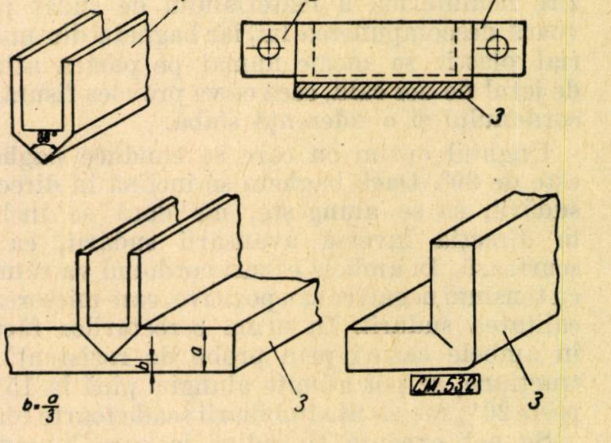


Fig. 6

Tehnologia de sudare trebuie să respecte următoarele :

— Inaintea aplicării cordoanelor de sudură, muchiile pregătite pentru sudare se curăță cu hîrtie sticlată fixată pe un suport de lemn, pentru a se îndepărta murdăria depusă pe timpul depozitării tablelor între debitare și sudare. De asemenea, în cazul polietenei trebuie ca și vergelele de sudare să fie bine curățate, deoarece polietena se oxidează la suprafață, în special la lumina zilei, iar introducerea acestor oxizi poate duce la neetanșeități și chiar fisuri ale acesteia.

— O atenție deosebită trebuie acordată temperaturii jetului de aer la sudare. Astfel, la sudarea vinidurului temperatura optimă este de 270 — 320°C, iar la polietenă, de 195 — 215°C. Temperatura locului de sudare poate fi variată în limite largi prin : apropierea sau îndepărtarea duzei de locul de sudare ; reglarea debitului de aer și a curentului de încălzire.

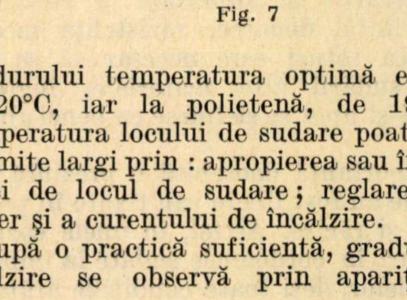


Fig. 7

După o practică suficientă, gradul optim de încălzire se observă prin apariția luciului opac al suprafeţelor încălzite. Pentru încălzirea uniformă a materialului de sudat şi a baghetei, jetul de aer se îndepărtează ritmic de locul de sudare (circa 10 mm înălţime), mişcarea pendulară avînd un ciclu de circa 1 s. O încălzire neuniformă a materialului de sudat provoacă descompunerea lui, iar bagheta din material plastic se moaie numai pe partea atinsă de jetul de aer cald, ceea ce va provoca fisurarea cordonului şi o aderenţă slabă.

Unghiul optim cu care se conduce bagheta este de 90°. Dacă bagheta se înclină în direcţia sudării, ea se alungeşte, iar dacă se înclină în direcţia inversă avansării sudării, ea se scurtează. In ambele cazuri cordonul va rămîne cu tensiuni negative sau pozitive, care micşorează calitatea sudurii. In urma cercetărilor făcute în ambele cazuri prin probe de rezistenţă la tracţiune, se pot admite alungiri pînă la 15%; peste 20% rezistenţa îmbinării scade foarte mult.

Se pot executa şi suduri la care lungimea cordonului este egală cu lungimea baghetei folosite; în acest caz însă cordonul va fi mai umflat.

— Presiunea exercitată asupra baghetei de material plastic în cursul sudării este de asemenea un factor determinant al calităţii sudurii. La baghetele fabricate de Fabrica de materiale plastice din Bucureşti, rezultate optime s-au obţinut cu următoarele presiuni : pentru 3 mm diametru, 1,2 — 1,4 kgf şi pentru 4 mm diametru 2,0 — 2,2 kgf.

Presiunea exercitată pe baghetă se poate controla, efectuînd probe de sudare pe platanul unei balanţe cu cadran.

Cordonul de sudare realizat în condiţii optime trebuie să prezinte umflături uşoare ale materialului de bază pe margini.

— Culoarea lui trebuie să aibă o nuanţă gălbuie. Dacă temperatura jetului de aer nu este bine reglată, culoarea cordonului este închisă şi chiar neagră (material descompus).

— Curbura cordonului nu trebuie să fie pronunţată. O curbură prea mare şi fără umflături laterale se obţine dacă temperatura jetului de aer este prea mică. De asemenea, cordonul trebuie să fie continuu. Intreruperile de cordon sînt cauzate de întinderea prea mare a baghetei în cursul sudării, iar îngroşările locale indică comprimarea baghetei şi o temperatură neuniformă în cursul sudării.

— Prelucrarea la suprafaţă a cordoanelor trebuie evitată, deoarece rezistenţa mecanică scade. Dacă totuşi este necesar să se aplice deasupra sudării alte materiale, îngroşările se frezează şi apoi se şlefuiesc cu benzi abrazive fără sfîrşit.

— O importanţă deosebită o prezintă faptul dacă plăcile au fost libere sau fixate în procesul de sudare şi răcire. Astfel, în unele cazuri au apărut fisuri în cordoanele sudate la îmbinarea în V a tablelor, deşi toate condiţiile arătate au fost respectate. Fisurile au apărut de obicei în cordonul de sudare, lîngă materialul de bază şi paralel cu muchia rostului de sudare, pe lungimi de circa 10—25 mm. In baza cercetărilor făcute s-a constatat că aceste fisuri apăreau la plăcile fixate rigid în perioada de răcire şi recristalizare. Probele făcute pentru determinarea rezistenţei la rupere în cele două alternative de sudare au demonstrat că, în cazul fixării rigide a plăcilor după sudare, rezistenţa la rupere este mult mai mică, circa 50% din valorile rezistenţei de rupere în cazul răcirii libere a plăcilor.

Determinarea rezistenţei la rupere făcute la 20 de probe a dat rezultatele din tabela 1.

Tabela 1

A. Sudate cu fixare				B. Sudate liber			
Numărul probelor	Grosimea materialului, mm	Rezistenţa la rupere, kgf/cm²	%	Numărul probelor	Grosimea materialului, mm	Rezistenţa la rupere, kgf/cm²	%
1	6	149	27	1	6	453	82
2	6	232	42	2	6	408	74
3	6	204	37	3	6	436	79
4	6	276	50	4	6	420	76
5	6	204	37	5	6	442	80
6	6	342	62	6	6	469	85
7	6	282	51	7	6	453	82
8	6	265	48	8	6	453	82
9	6	199	36	9	6	436	79
10	6	270	49	10	6	447	81

Obs. % s-au determinat în funcţie de rezistenţa la rupere a materialului de bază care este 552 kgf/cm².

La Uzinele „Electroputere" — Craiova s-au realizat din vinidur şi polietenă cuve, recipiente, coşuri perforate pentru decaparea pieselor mărunte.

Primul ansamblu sudat realizat a fost un recipient pentru soluţia de acid clorhidric de 20%, de formă paralelipipedică, cu înălţimea de 1 400 mm, din plăci de vinidur de 5 mm grosime. In cursul probelor de etanşeitate s-a observat că pereţii s-au deformat din cauza presiunii lichidului. Recipientul a fost întărit cu coaste interioare transversale sudate şi este în folosinţă de doi ani.

In continuare, la începutul anului 1963, s-au realizat două cuve de decapare pentru cupru şi aliaje în acid azotic de concentraţie 65%, care funcţionează la temperatura de 15 — 35°C, din plăci de vinidur de 5 mm grosime. Avînd în vedere că materialul a fost prea subţire, cuvele au fost introduse în apă pentru anihilarea presiunii nivelului de acid. Cuvele au rezistat un timp limitat din cauza şocurilor repetate în procesul de decapare la introducerea şi scoaterea pieselor prea grele pentru pereţii de 5 mm grosime.

În martie 1963 s-au confecţionat şi dat în folosinţă experimentală două cuve din vinidur (800×500×500 mm) pentru pasivizarea depunerilor de zinc și cadmiu (fig. 8). In cuva de pasivizare a depunerilor de zinc s-a lucrat cu un amestec de 150 g/l anhidridă cromică, 35 g/l acid azotic și 1 g/l acid sulfuric, iar în cuva de pasivizare a depunerilor de cadmiu s-a introdus un amestec de 250 g/l anhidridă cromică și 4 g/l acid sulfuric.

Cuvele au rezistat bine la coroziune, interiorul decolorîndu-se pînă la înălțimea nivelului soluției, deoarece vinidurul are numai 5 mm grosime și aceste cuve s-au introdus într-o baie de apă.

In mai 1963 s-a trecut la construcția recipientelor de formă cilindrică mai ușor de executat și mai rezistente la deformări. S-au construit șase recipiente pentru acid azotic 65%, acid sulfuric 50% și acid clorhidric 20%, soluții compuse din anhidridă cromică, acid azotic și acid sulfuric.

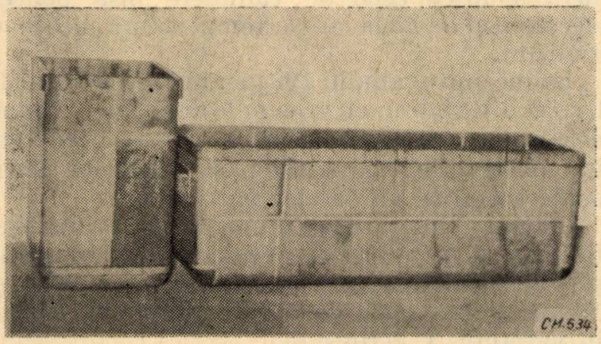


Fig. 8

Toate recipientele au rezistat în condiții foarte bune. Pentru a se da o mai bună rezistență mecanică, fundurile s-au realizat cu întărituri.

In decembrie 1963 s-a dat în exploatare o cuvă de argintare cu dimensiunile 2 500 × 800 mm și 800 mm înălțime, căptușită cu polietenă de 3 mm. Deci sînt în exploatare curentă 10 cuve fără nici o defecțiune, de peste un an de zile.

În martie 1963 s-au executat șase coșuri perforate din vinidur de 5 mm grosime pentru decaparea și pasivizarea pieselor mărunte din cupru și aliaje. Coșurile au dimensiunile de 150 × × 250 × 300 mm și sînt expuse alternativ în acid azotic de 65%, apă rece, soluția de pasivizare din 150 g/l anhidridă cromică în apă, apă rece și apă caldă de 60 – 70°C, cu circa 90 cicluri pe 8 h. După o exploatare de două luni s-a observat o deformare spre exterior a pereților, cauzată de tratamentul în apă caldă.

Cordoanele de sudură au rezistat însă foarte bine.

Durata medie de exploatare a coșurilor de decapare a fost de 16 luni.

La instalația de decapare cu acid azotic a pieselor din feroase și neferoase burlanul de exhaustare din tablă de aluminiu a fost înlocuit cu burlane din polietenă de 3 mm cu diametrul de 400 mm și o lungime totală de 16 m (fig. 9 : a — legătura cu instalația de decapare ; b — ieșirea spre exterior). Lucrarea a fost

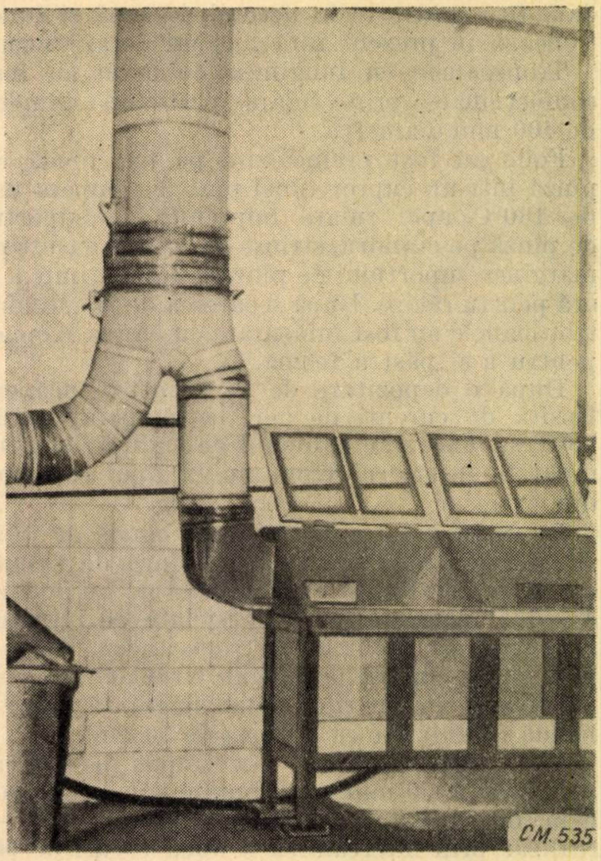


Fig. 9-a

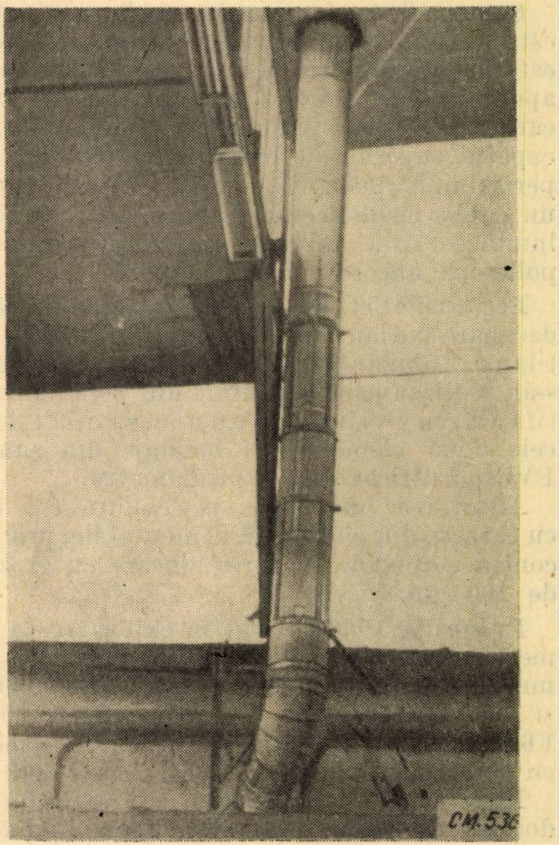


Fig. 9-b

dată în exploatare în decembrie 1963 şi funcţionează în prezent fără nici un deranjament.

Tronsoanele cu lungimea de 1 m au fost confecţionate prin rulare peste un cilindru de 400 mm diametru.

Foile au fost preîncălzite pe un suport de pînză într-un cuptor tunel pînă la temperatura de 130°C, apoi rulate împreună cu suportul de pînză pe cilindru, strînse cu benzile cusute pe marginea suportului de pînză şi lăsate timp de o oră pentru răcire. După scoaterea de pe cilindru tronsoanele au fost înfăşurate cu bandă Köpper pentru a-şi păstra forma.

După o depozitare de 24 h într-o încăpere lipsită de curenţi de aer, la temperatura de 28°C, s-a executat cordonul de sudură longitudinal în interiorul tronsonului, apoi cordonul din exterior.

In exterior s-a aplicat încă o bandă de întărire din polietenă de 2 mm, cu lăţimea de 30 mm, avînd o îndoitură longitudinală la mijloc de 4 — 5°; marginile au fost sudate pe întreaga lungime. La îmbinarea tronsoanelor nu s-a mai putut aplica cordonul circular interior, rigiditatea îmbinărilor fiind asigurată printr-o bandă de întărire cu lăţimea de 50 mm.

Din cauze edilitare s-a impus o deviere axială de 1 500 mm a burlanului la înălţimea de 6 m deasupra nişei de decapare, care s-a realizat prin intercalarea a două coturi de 90° executate din sectoare şi prin acelaşi sistem de îmbinare ca tronsoanele.

Coloana de burlan pînă la ventilatorul tubular este de 4 m lungime; deasupra ventilatorului este montată porţiunea cu cele două coturi, apoi urmează coloana cu lungimea de 10 m, care trece prin luminătorul atelierului. La capătul superior al burlanului, deasupra acoperişului, la înălţimea de 1,5 m, este montat un capac cu deflector. Etanşarea trecerii prin luminător s-a rezolvat printr-un guler din polietenă ancorat în ciment poros.

Legăturile etanşe între secţiunile nişă de decapare-burlan, burlan-ventilator tubular, ventilator tubular-coturi cu coloana superioară s-au realizat prin burduf uri din polietenă plastificată, cu grosimea de 0,6 mm, strînsă etanş pe cele două elemente cu bandaje din şnur de PVC plastificat de 1 mm diametru.

Ancorarea burlanelor pe clădire s-a făcut cu carcase din platbandă demontabile, protejate contra coroziunii printr-o zincare cu grosimea de 100 μm.

In aprilie 1963 s-a dat în exploatare o cuvă metalică căptuşită cu plăci de polietenă de 3 mm grosime, cu dimensiuni de 2 500×1 000 mm şi 800 mm înălţime şi o capacitate utilă de 1 600 l. Cordoanele de sudură s-au executat cu vergele din polietenă cu diametrul de 3 mm.

In prima fază a execuţiei s-au executat cordoanele de sudură exterioare asamblînd forma căptuşelii din polietenă. In a doua fază s-a trecut la aplicarea benzilor de întărire din interior, sudate prin îmbinarea plăcilor, urmată de o detensionare la 80 — 85°C. Pe timpul detensionării căptuşeala din polietenă a fost presată pe suprafaţele cuvei de oţel prin schele din lemn. După 72 h s-au îndoit marginile căptuşelii din polietenă peste cornierele de bordură a cuvei de oţel şi s-au sudat adaosurile de colţ; apoi s-a îndepărtat schela din lemn. Depistarea defectelor de sudură în cordoane s-a făcut cu o bobină de aprindere. Pe o lungime totală a cordonului de sudură de 42 m s-au depistat opt defecte situate în colţurile verticale, care, după frezarea pe o lungime de 50 — 60 mm, au fost reparate prin aplicarea cordoanelor noi de sudură. Căptuşeala este expusă unui electrolit de cadmiere alcalin de mare concentraţie.

In noiembrie 1963 s-a dat în exploatare o cuvă identică celei de cadmiere însă pentru electrolitul de nichelare la temperatura mediului ambiant.

La începutul anului 1964 s-au obţinut primele livrări din vinidur cu grosimile de 8, 10 şi 12 mm, deschizîndu-se prin aceasta perspective noi în construcţia instalaţiilor şi utilajelor antiacide specifice atelierelor galvanice.

Primul obiectiv a fost proiectarea şi construcţia a două instalaţii de decapare cu acid azotic şi acid fluorhidric din vinidur cu grosimea de 8 şi 10 mm. Cordoanele de sudură au fost executate în varianta *X* nefinisate.

Instalaţia de decapare are două compartimente, fiecare cu uşă prevăzută cu geamuri din plexiglas. Pe partea superioară se racordează burlanul de exhaustare, iar la marginea inferioară a cotului de racord se află stuţul de racordare pentru alimentarea băii de apă cu apă de spălare.

Intreaga construcţie din vinidur este aşezată într-o schelă din fier cornier şi platbandă sablată şi protejată anticorosiv cu epodur.

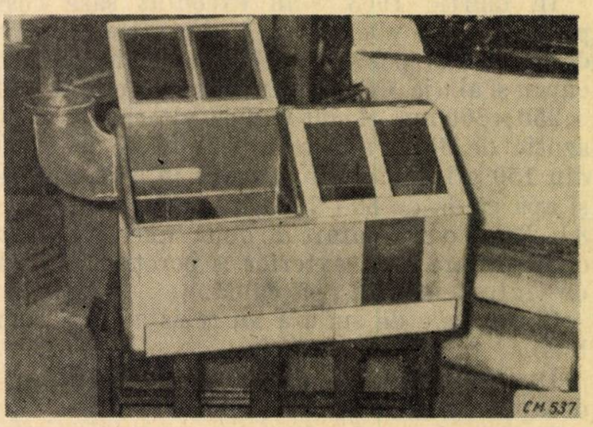


Fig. 10

Cuva de acid este introdusă în cuva de apă şi ţinută prin ghidaje. Deasupra cuvei de acid este deschizătura de absorbţie a gazelor, iar la dreapta cuvei de acid se află gura de preaplin a cuvei de apă.

In figura 10 se prezintă instalaţia de decapare din vinidur, înainte de introducerea în carcasa metalică, iar în figura 11 sistemul de colectare a apelor reziduale a aceleiaşi instalaţii.

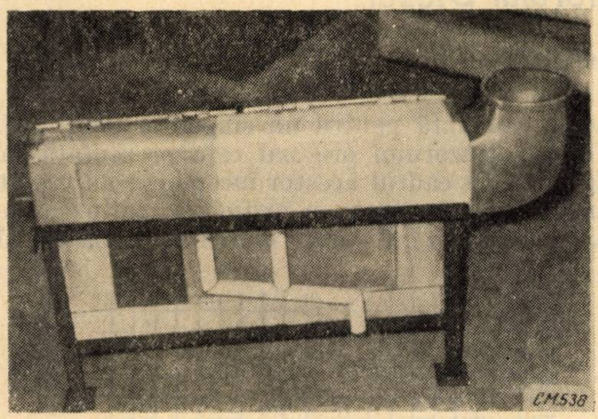


Fig. 11

Partea superioară (fig. 11) este cutia de absorbţie a gazelor de formă conică, la care, în partea dreaptă, unde lăţimea cutiei este mai mare, se găseşte cotul de racord la conducta exhaustoare.

Sub cutia de absorbţie se află cele două conducte de preaplin pentru evacuarea apelor reziduale din cele două compartimente.

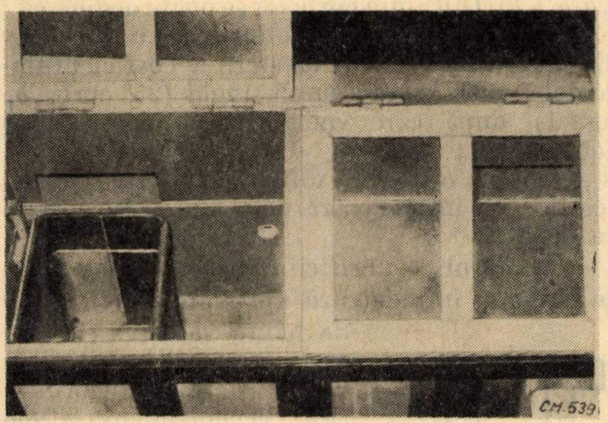


Fig. 12

In figura 12 se prezintă construcţia interioară a instalaţiei. Pe lîngă elementele precizate anterior se poate observa în colţul stîng superior al cuvei ţeava plată de alimentare cu apă, răcind fundul cuvei de acid, din exterior. Se pot observa şi balamalele în execuţia de vinidur.

Prima instalaţie de decapare (fig. 13) a fost pusă în exploatare în octombrie 1964 cu rezultate foarte bune, fiind rezolvate problemele spaţiale şi eficacitatea exhaustării.

După terminarea lucrărilor într-un compartiment se închide uşa, asigurîndu-se un tiraj mărit la celelalte compartimente, iar în cazul opririi ventilaţiei uşile etanşe nu admit vicierea spaţiului cu vapori de acizi.

A doua instalaţie simetric opusă se instalează în prezent.

La începutul lunii ianuarie 1965 s-a dat în exploatare o instalaţie de eloxare (fig. 14) cu capacitatea de 150 l ca o staţie pilot, prevăzută cu o cuvă de vinidur cu pereţi de 8 mm grosime.

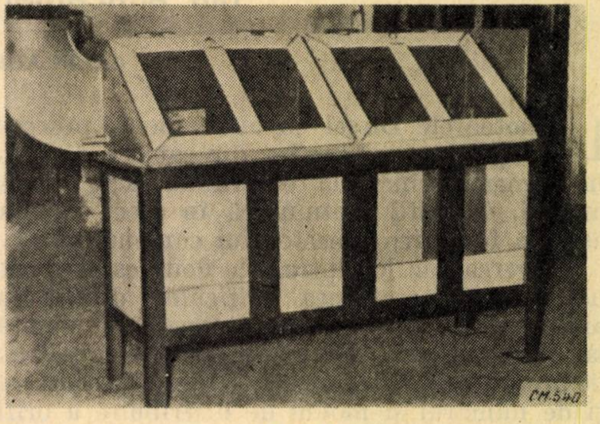


Fig. 13

In prezent s-a terminat proiectarea unei instalaţii pentru decaparea pieselor feroase cu acid clorhidric cu capacitatea de 400 l. La această instalaţie se va experimenta o nouă modalitate de exhaustare cu o nişă cu fante dirijate în execuţie de vinidur. Burlanele de exhaustare vor fi executate din polietenă cu grosimea de 2 mm în formă cilindrică.

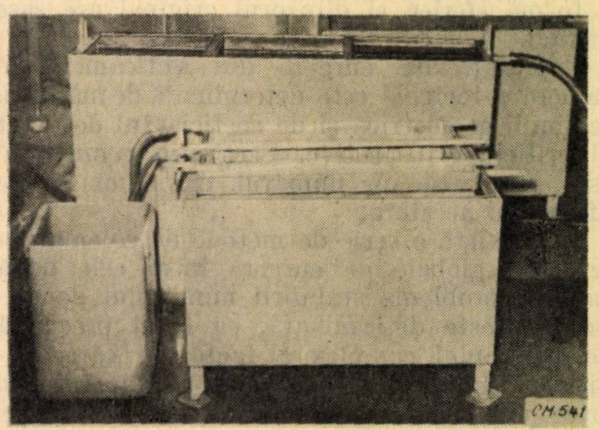


Fig. 14

Un alt proiect are ca temă un aparat pentru menţinerea nivelului constant de electroliţi la băile galvanice în execuţia de polietenă.

De asemenea, se studiază înlocuirea unui rotor de pompă centrifugă antiacidă de construcţie originală din ceramică, cu o construcţie sudată din vinidur.

---

[1] *Neumann, Al.* and *Frank, I.* Bockhoff. Welding of plastics. Ediţia Reinhold Publishing Corporation New York. [2] *Schrader, W.* Die Kunststoff Verarbeitung und Schweissung Probleme der Praxis und ihre Lösungen, V.E.B. Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie. Leipzig, 1960. [3] *Semeacikin*, S. E. Sudarea şi lipirea materialelor plastice. Ed. tehnică, 1961 (traducere din limba rusă).

CZ 621.436.05

Stăpînirea procesului de expulzare a gazelor din anticamera motorului Diesel

CĂLIN ADRIAN VASILESCU

La motoarele Diesel cu anticameră, procesul de expulzare a gazelor din camera divizată în camera principală determină desfășurarea arderii, datorită faptului că în acest mod se asigură formarea amestecului combustibil.

Curgerea gazelor între cele două camere este hotărîtă de secțiunea orificiilor difuzorului anticamerei și de diferența de presiune existentă, iar formarea amestecului în camera principală de ardere este determinată și de forma acesteia și de numărul și modul de distribuire a orificiilor difuzorului.

In acest articol se tratează problema influențării performanțelor motorului prin stăpînirea procesului de expulzare a gazelor din anticameră. Experimentările au fost efectuate pe un motor monocilindric în patru timpi, cu anticamera dispusă în centrul chiulasei, cu diametrul cilindrului $D = 175$ mm, cursa pistonului $S = 205$ mm și turația nominală $n = 1\ 300$ rot/min. Anticamera originală are o formă sferică și difuzorul original are șase orificii.

Suprafața de curgere din anticameră în camera principală este determinată de mărimea secțiunii geometrice și de coeficientul de debit al orificiilor respective. Secțiunea geometrică este precizată de numărul orificiilor și de diametrul acestora.

Deși există o serie de metode de calculare a secțiunii globale de curgere între cele două camere, problema stabilirii numărului de orificii nu este determinată, ea fiind precizată de ansamblul complex al factorilor care condiționează procesul optim de amestecare. În orice caz, o poziție centrală a anticamerei atrage după sine o distribuție simetrică a orificiilor de curgere pe periferia difuzorului anticamerei, iar mărirea turației nominale a motorului necesită mărirea secțiunii de curgere a orificiilor. Factorul limitativ al diametrului orificiilor anticamerei îl constituie distanța dintre marginile a două orificii, care trebuie să fie suficientă pentru a elimina pericolul ruperii capului difuzorului.

Coeficientul de debit crește pe măsură ce se mărește diametrul orificiului sau gradul de prelucrare a acestuia. La aceeași secțiune geometrică totală de curgere, difuzorul cu un număr mai redus de orificii va avea un coeficient de debit mai mare, așa cum rezultă și din datele prezentate în figura 1 (fig. 1 : variația coeficientului de debit μ în funcție de cifra Re pentru diferite tipuri de difuzoare ; cifra Reynolds calculată pentru un singur orificiu) [1]. Forma difuzorului original este prezentată în figura 2. In cadrul acestor încercări s-au variat unghiul de înclinare a orificiilor (difuzoarele *a*, *b* și *c*, fig. 1), distanța orificiilor de la capul difuzorului (difuzoarele *d* și *e*) și numărul de orificii — menținîndu-se secțiunea geometrică globală de curgere constantă — (difuzoarele *f*, *g*, *h*, *i*, *k*). Din alura curbelor se poate deduce că :

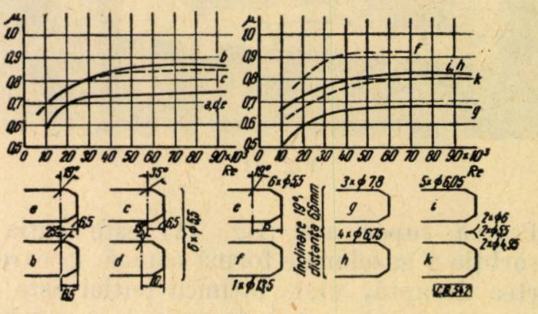


Fig. 1

— varierea unghiului de înclinare a orificiilor difuzorului duce la o creștere a coeficientului de debit pînă la un anumit unghi (25° curba *b*, fig. 1), după care valoarea coeficientului de debit scade ;

— poziția orificiilor difuzorului față de capul acestuia nu influențează valoarea coeficientului de debit ;

— numărul de orificii, la aceeași secțiune de curgere, influențează apreciabil coeficientul de debit ; valoarea cea mai mare a coeficientului de debit o are difuzorul *f* (fig. 1) cu un singur orificiu dispus central.

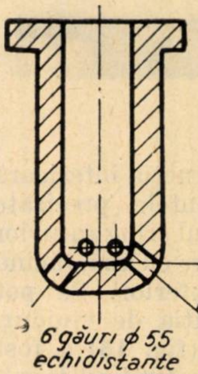
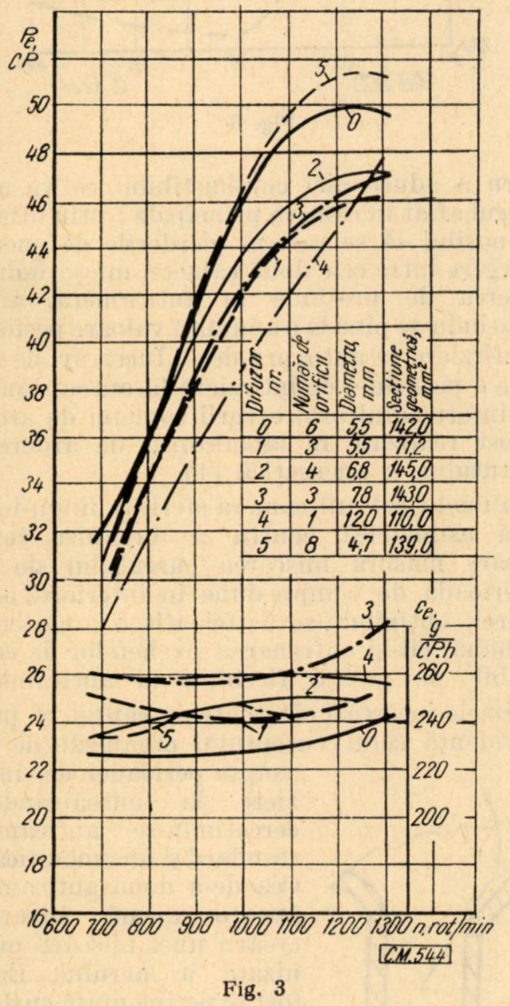


Fig. 2

Din motive de situație locală nu s-a putut acționa nici asupra distanței orificiilor de la capul difuzorului și nici asupra înclinării acestora, astfel că în continuare s-au încercat numai difuzoarele cu număr variabil de orificii.

Numărul de orificii ale difuzorului (la aceeași secțiune a suprafeței de curgere) hotărăște formarea amestecului prin modul în care se realizează distribuirea acestuia în camera principală. Experimentările au fost realizate cu cinci difuzoare la care variază atît numărul de orificii, cît şi diametrul acestora, şi cu difuzorul original (fig. 2). Rezultatele obţinute la două sarcini sînt prezentate în figurile 3 şi 4 (fig. 3 : variaţia puterii efective P_e şi a consumului specific efectiv de combustibil c_e în funcţie de turaţia n pentru diferite difuzoare ale anticamerei, la sarcină plină ; fig. 4 : la 80% sarcină) [2].

Analizîndu-se, pe baza întregului grup de încercări efectuate, efectul difuzoarelor încercate asupra performanţelor motorului, se constată că, în funcţie de regimul de turaţie şi de sarcină, influenţa secţiunii de curgere este diferită, observîndu-se o deficienţă a difuzorului cu secţiune totală mai mică (nr. 1) la turaţiile mari ale motorului. La secţiune reală de curgere relativ apropiată, numărul de orificii influenţează puterea şi economicitatea.

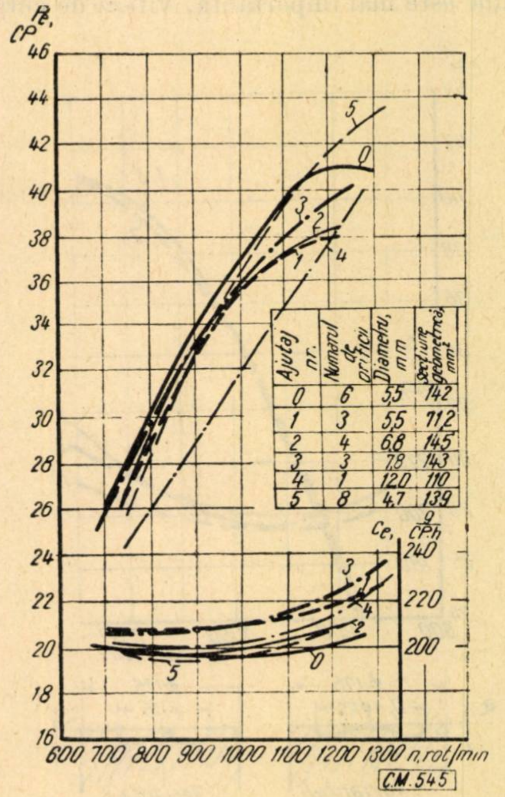


Difuzor nr.	Număr de orificii	Diametru mm	Secţiune geometrică, mm²
0	6	5,5	142,0
1	3	5,5	71,2
2	4	6,8	145,0
3	3	7,8	143,0
4	1	12,0	110,0
5	8	4,7	139,0

Fig. 3

Difuzorul cu un singur orificiu axial a dat la toate încercările puterea cea mai mică, însă consumul specific a fost diferit, la sarcină parţială acest difuzor comportîndu-se mai bine decît difuzorul cu trei orificii.

Problema influenţei numărului de orificii asupra performanţelor motorului trebuie legată de distribuirea gazelor expulzate în camera de ardere şi de posibilităţile realizării unui amestec corect. La acest element contribuie însă şi forma camerei de ardere principale,



Ajutaj nr.	Numărul de orificii	Diametru, mm	Secţiune geometrică, mm²
0	6	5,5	142
1	3	5,5	71,2
2	4	6,8	145
3	3	7,8	143
4	1	12,0	110
5	8	4,7	139

Fig. 4

căci există interdependenţă între profilul jeturilor de gaze expulzate (determinat de geometria difuzorului anticamerei) şi forma camerei de ardere principale. În acest sens se prezintă experimentări efectuate cu trei forme de cameră de ardere principală, obţinute prin modificarea formei capului pistonului (fig. 5 : — variaţia puterii efective P_e şi a consumului specific de combustibil c_e cu turaţia motorului n, la 80% din sarcină, pentru trei variante de formă ale camerei principale de ardere ; difuzor cu şase orificii). Experienţele arată că variaţia consumului specific de combustibil depinde de turaţie, acesta fiind optim la o anumită turaţie, pentru o anumită formă de cameră de ardere principală. Atît compactizarea formei camerei de ardere (varianta *2*), cît şi spaţierea camerei de ardere (varianta *3*), nu sînt favorabile, existînd o situaţie de mijloc, optimă (varianta *1*). Este de remarcat comportarea variantei *2*, care indică că există un singur regim de turaţii la care amestecarea se face satisfăcător ; la toate celelalte regimuri de turaţii, mişcarea aerului în camera principală de ardere nu duce la condiţiile realizării unui amestec corespunzător.

Un rol deosebit în formarea amestecului îl are diferenţa de presiune care determină expulzarea gazelor de ardere. Factorul care determină creşterea de presiune în anticameră este arderea combustibilului injectat în perioada întîrzierii la autoaprindere. Cu cît această diferenţă de presiune este mai importantă, viteza de curgere şi deci masa de gaze expulzată creşte. Această creştere este însă limitată de atingerea regimului critic de curgere, atunci cînd debitul masic nu mai este influenţat de diferenţa de presiune, ci numai de condiţiile din anticameră. Prin urmare, mărirea presiunii în anticameră peste o anumită limită este neraţională. Ca un exemplu, în fig. 6 [3] se prezintă consumul de căldură pentru unitatea de cantitate de gaze expulzate, $\frac{Q}{m}$ în funcţie de căldura consumată Q, pentru cazul în care în anticameră presiunea creşte mult peste valoarea care determină regimul critic (proces de încălzire la volum constant) şi pentru cazul în care presiunea în anticameră este menţinută tot timpul la o valoare astfel determinată încît în orificiile difuzorului acesteia să se atingă viteza sunetului (proces mixt de încălzire).

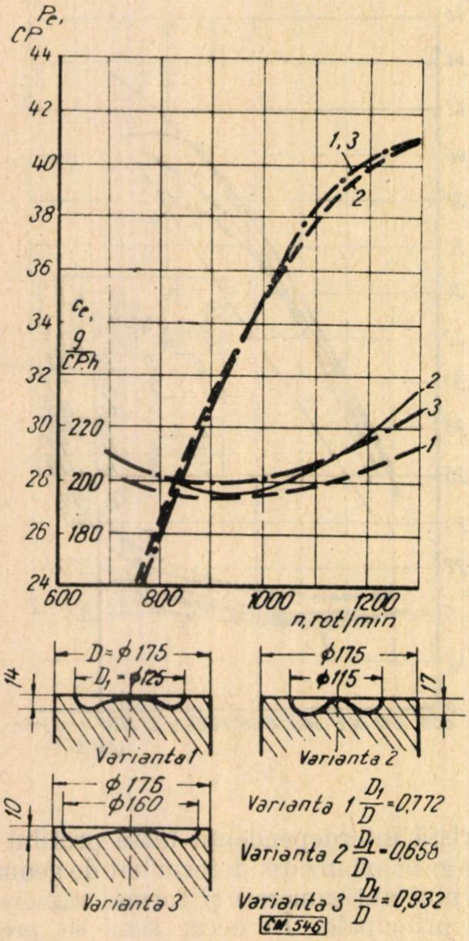


Fig. 5

Din diagrama din figura 6 se observă că energia cheltuită în al doilea caz este mai mică. Se ştie că, în cazul motoarelor cu anticameră, masa principală de combustibil, grupată în regiunea difuzorului, poate fi expulzată în camera principală în primele etape ale procesului de curgere şi, în consecinţă, nu este necesar să se aştepte curgerea unei cantităţi importante din camera separată în camera principală, pentru a aduce aici combustibilul ce va arde cu aerul aflat în camera principală ; prin urmare este posibil să se reducă pierderile de energie la curgere între cele două camere, micşorîndu-se creşterea de presiune în anticameră, adică micşorîndu-se pînă la o anumită valoare perioada de întîrziere la autoaprindere. Incercări de stăpînire a perioadei de întîrziere la autoaprindere prin intermediul arhitecturii camerei de ardere au fost realizate în laboratorul de ardere al Institutului de energetică [4].

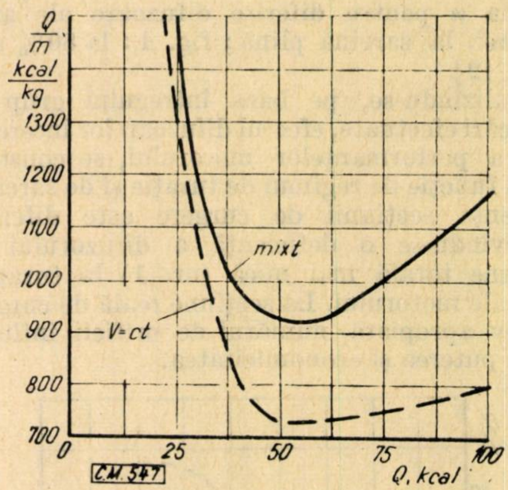


Fig. 6

S-a modificat anticamera sferică, dîndu-i-se o formă asimetrică pentru a organiza într-o oarecare măsură mişcarea curentului de aer în perioada de compresiune în interiorul anticamerei, obţinîndu-se astfel atît o amestecare mai bună, cît şi antrenarea pachetelor de combustibil pe pereţii fierbinţi ai anticamerei.

Primele încercări efectuate au căutat să pună în evidenţă rolul curentului organizat de aer asupra perioadei de întîrziere la autoaprindere, cercetîndu-se anticamera standard şi una modificată. Cea de-a doua anticameră are o formă adecvată creării unei mişcări organizate a aerului. Ea a fost experimentată cu două difuzoare ; unul dintre ele, experimental, are numai două orificii dispuse lateral într-o singură parte, astfel încît prin montarea corespunzătoare a difuzorului se poate asigura o mişcare organizată a aerului în anticameră (fig. 7). Este evident

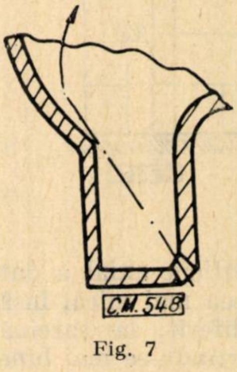


Fig. 7

că difuzorul în sine, fiind prevăzut numai cu două orificii aşezate într-o parte (camera de ardere principală fiind simetrică), nu corespunde condiţiilor unei arderi corecte în motor, însă, pentru studiul autoaprinderii combustibilului, arderea ulterioară (după stabilirea regimului termic) nu este hotărîtoare. Al doilea difuzor experimental are opt orificii dispuse simetric pe periferia sa şi duce la cele mai bune performanţe ale motorului. Compararea datelor s-a făcut cu o anticameră simetrică avînd un difuzor cu şase orificii, care de asemenea duce la cele mai bune condiţii de ardere pentru camera simetrică. Din datele măsurate s-au determinat variaţia întîrzierii la autoaprindere τ_i în funcţie de turaţia n, la o sarcină medie relativ constantă ($P_e = 27 - 32$ CP) (fig. 8, α), şi variaţia perioadei de întîrziere la autoaprindere în funcţie de puterea P_e, pentru o turaţie relativ constantă ($n = 1\ 100$ rot/min) (fig. 8, β). Datele cuprinse în diagrame arată că organizarea mişcării aerului în anticameră duce la o micşorare substanţială a perioadei întîrzierii la autoaprindere, care poate atinge 30%. Experienţele cu varianta c, care pun clar în evidenţă mişcarea organizată a aerului, duc la cea mai mică perioadă de întîrziere la autoaprindere.

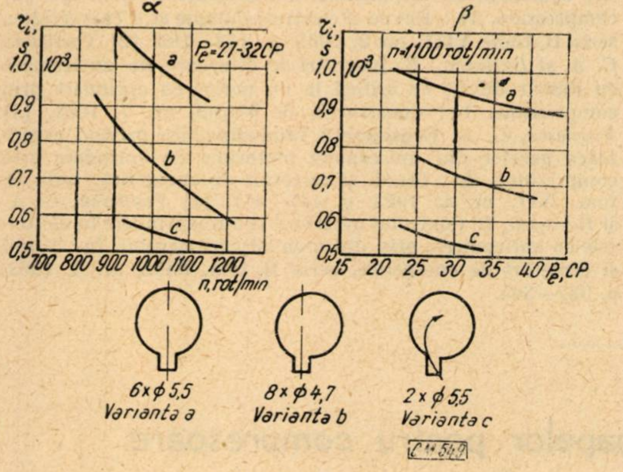


Fig. 8

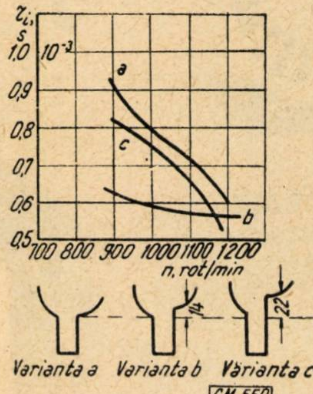


Fig. 9

Diagramele arată variaţii tipice ale perioadei de întîrziere la autoaprindere cu parametrii studiaţi : perioada de întîrziere la autoaprindere scade cu creşterea turaţiei, ca urmare a măririi vitezei de mişcare a aerului în anticameră, şi cu creşterea puterii, ca urmare a măririi temperaturii anticamerei. Se observă că turaţia are o influenţă mai redusă asupra variantei c la care se foloseşte — prin construcţie — efectul mişcării aerului. Dar cantitatea de combustibil care arde în anticameră la început, determinată de perioada de întîrziere la autoaprindere, poate fi în continuare stăpînită prin poziţia pragului anticamerei, care are rol de perete cald (fig. 9). Se constată că poziţiile extreme ale pragului (varianta a şi varianta c) duc la întîrzieri la autoaprindere apropiate ca valoare şi ca alură, iar o poziţie intermediară (varianta b) duce la o poziţie minimă a duratei întîrzierii la autoaprindere.

Dintre performanţele motorului s-a analizat în continuare consumul specific efectiv de combustibil ; deşi varianta b (fig. 9) dă cea mai mică durată a perioadei de întîrziere la autoaprindere, datele experimentale au arătat un consum mare de combustibil, datorită probabil tocmai duratei prea mici a perioadei de întîrziere la autoaprindere, care, pentru un motor cu anticameră dat, are o valoare minimă ce nu trebuie depăşită. Variantele a şi c duc la curbe de perioade de întîrziere la autoaprindere comparabile. Varianta c, din motive constructive, duce la o anticameră prea mică, astfel că experimentările ulterioare s-au continuat cu varianta a de anticameră. Anticamera astfel modificată a dat satisfacţie completă, astfel cum se observă din datele comparative cu o anticameră simetrică, prezentate în figura 10 (fig. 10: variaţia consumului specific de combustibil c_e în funcţie de turaţia n, pentru motorul monocilindric experimental funcţionînd cu 80% din sarcină : a — anticameră simetrică ; b — anticameră asimetrică). Se observă că anticamera modificată (curba b, fig. 10) dă consumuri specifice mai reduse la turaţiile 900 — 1 300 rot/min, ceea ce se poate explica printr-o expulzare mai bună a conţinutului

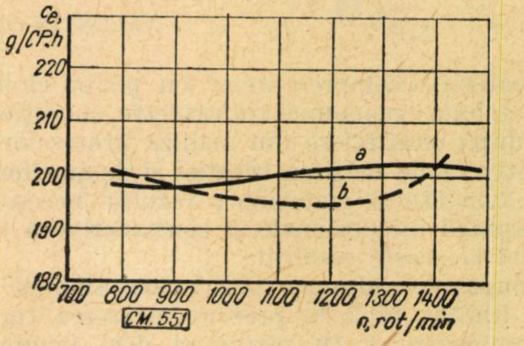


Fig. 10

anticamerei la toate regimurile, ca urmare a autoaprinderii controlate de curentul de aer. Consumurile specifice relativ ridicate indicate în figura 10 trebuie corectate, deoarece au fost determinate pe un motor monocilindric avînd un randament mecanic ceva mai scăzut decît motoarele policilindrice.

*

In această lucrare s-a căutat să se scoată în relief necesitatea îmbunătăţirii condiţiilor în care are loc expulzarea gazelor din anticamera motorului Diesel, atît prin studierea orificiilor difuzorului, cît şi prin precizarea duratei perioadei de întîrziere la autoaprindere, care — pentru un motor dat — are o valoare minimă ce nu trebuie depăşită. Perioada de întîrziere la autoaprindere poate fi stăpînită prin intermediul arhitecturii anticamerei.

[1] *Vasilescu, C. A.* Étude du coefficient de débit des orifices des chambres de combustion des moteurs à allumage par compression. In : Revue d'électrotechnique et d'énergétique, série B, tome VIII, no. 2, 1963, p. 173—182. [2] *Vasilescu, C. A. şi Barbescu, B.* Încercări de difuzoare de anticameră cu număr diferit de orificii la un motor cu aprindere prin compresiune. În : Construcţia de Maşini, nr. 7, 1964. [3] *Vasilescu, C. A.* Consideraţii termodinamice privind expulzarea gazelor din anticamera motorului cu aprindere prin compresiune. În : Studii şi cercetări de energetică, seria B, tom. XII, nr. 4, 1963, p. 447—461. [4] *Vasilescu, C. A.* şi *Barbescu, B.* Controlul întîrzierii la autoaprindere în motoarele cu anticameră, prin dirijarea mişcării aerului. În : Studii şi cercetări de energetică, seria B, tom. XIII, nr. 3, 1963, p. 387—395.

CZ 621.512—33

Ameliorarea constructivă a supapelor pentru compresoare rapide cu piston*

5627 57/66
LEFORDITVA

VALENTIN COSOROABĂ şi NICOLAE OPREA

Realizarea compresoarelor cu piston cu indici tehnico-economici ridicaţi este condiţionată — după cum reiese din analiza proceselor respective — de mărirea turaţiei şi de ameliorarea randamentului izotermic; rezultă necesitatea adaptării dimensionale şi constructive a supapelor la aceste condiţii.

Supapele automate sînt subansamblele care au limitat pînă în prezent creşterea turaţiei compresoarelor cu piston şi deci micşorarea greutăţii specifice (greutatea pe metru cub de gaz livrat).

Prin dimensionarea corectă a supapelor se realizează coeficienţi de debit ridicaţi care duc la îmbunătăţirea indicelui de greutate specifică. De asemenea, energia consumată de compresor este condiţionată de funcţionarea corectă a supapelor şi deci de construcţia adecvată a lor, prin micşorarea energiei consumate de compresor realizîndu-se îmbunătăţirea unui alt indice tehnico-economic important — puterea specifică.

Dimensionarea şi construcţia supapelor automate pentru obţinerea acestor deziderate, cu atît mai dificilă cu cît turaţia este mai ridicată, trebuie să se facă fără diminuarea durabilităţii. Este cunoscut faptul că supapele sînt primele subansamble care se defectează şi că, în general, reprezintă o sursă de defecţiuni în cadrul compresorului.

Problema dimensionării supapelor automate, ca şi problemele tehnologice ale execuţiei acestora, au fost luate în considerare în special în ultimii ani, cînd construcţia de compresoare a dobîndit o largă dezvoltare.

In cele ce urmează sînt expuse principalele probleme şi modul de rezolvare a lor în cadrul realizării constructive a unor supape de tip Hörbiger concentrice, pentru un compresor de aer tip C 5 (fig. 1) de 10 kgf/cm², 4,5—5 m³/min, 1 500 — 1 800 rot/min, la Uzinele „Timpuri noi"-Bucureşti.

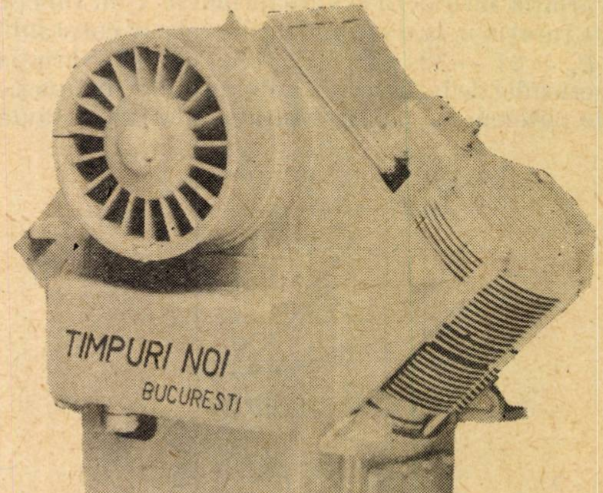


Fig. 1

---

* Comunicare prezentată în cadrul sesiunii tehnico-ştiinţifice din iunie 1964, la Uzinele „Timpuri noi" — Bucureşti.

Supapa primului etaj de comprimare apare în figura 2. Este de tipul concentric, cu disc de etanşare, avînd în exterior supapa de refulare.

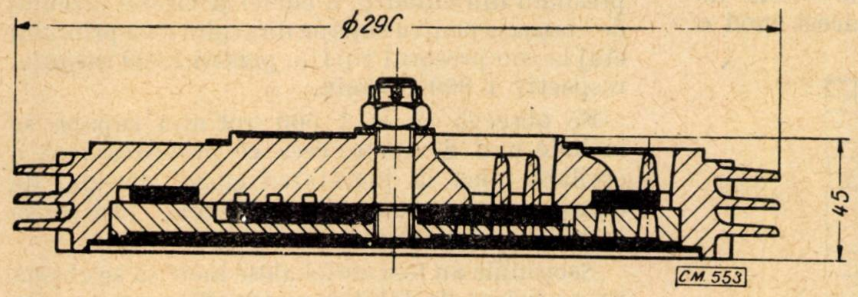


Fig. 2

Printr-o astfel de dispoziţie constructivă se asigură o bună răcire a supapei de refulare. Scaunul supapei de aspiraţie, care constituie şi limitatorul de cursă pentru supapa de refulare, este prevăzut cu aripioare răcite intens de suflanta axială a compresorului.

Discul de etanşare al supapei de aspiraţie este fixat la mijloc, arcuind prin două braţe lamelare în timpul funcţionării. Arcurile sînt de tipul disc, cu lamele : două pentru aspiraţie şi trei pentru refulare. Supapa de aspiraţie este prevăzută în plus cu un disc de amortizare a şocurilor.

Una dintre problemele importante care apar la dimensionarea supapelor automate constă în determinarea secţiunilor de trecere a gazului prin scaunul supapei şi prin deschidere.

In mod obişnuit se consideră că secţiunea de trecere a gazului trebuie să fie cît mai mare pentru a se micşora pierderile de presiune la curgerea gazului. Literatura tehnică de specialitate recomandă ca, pentru reducerea rezistenţei hidraulice a supapei, să se mărească, pe cît posibil, secţiunea de trecere a gazului prin supapă, considerîndu-se supapa ca ajutaj de secţiune constantă şi nu de secţiune variabilă în funcţie de diferenţa de presiune dintre amonte şi aval.

In legătură cu acest aspect se menţionează diagramele ridicate pentru compresoarele de turaţie joasă 300—700 rot/min (P.A. Selest), din care rezultă că organul de etanşare oscilează, în timpul unei curse, de 3—6 ori între scaun şi limitator. Diagramele au fost verificate prin calcul printr-o metodă laborioasă care n-a putut pune însă în evidenţă cauzele acestor oscilaţii [1].

Prin experimentări la diverse turaţii s-a putut determina coeficientul de debit al supapei în flux staţionar, la deschiderea maximă (organul de etanşare aşezat pe limitatorul de cursă) [2].

Cu ajutorul oscilografului s-au ridicat diagrame ale cursei organului de etanşare pentru diverse turaţii pe un compresor Demag, fără însă a se trage vreo concluzie asupra cauzelor comportării diferite a discului de etanşare la diverse turaţii [3].

Metoda de calcul prin diferenţe finite a procesului de umplere [4], care foloseşte coeficientul de debit al supapei în flux staţionar [2], permite urmărirea variaţiei presiunii în cilindru şi a cursei organului de etanşare pentru diverse secţiuni de trecere a aerului prin scaunul supapei şi prin deschidere. Această metodă de calcul, prin care se pot verifica rezultatele experimentale obţinute pe compresorul Demag [3], dă posibilitatea să se precizeze că oscilaţiile organului de etanşare sînt determinate de valoarea prea mare a secţiunii-timp.

In cazul unei secţiuni-timp prea mari, după ce organul de etanşare a ajuns la limitator, gazul pătrunde în cilindru, presiunea creşte pînă la valoarea la care tensiunea arcurilor învinge forţa creată de diferenţa de presiune şi forţa de impuls a gazului care intră ; discul de etanşare coboară, atinge scaunul şi supapa este închisă. Prin deplasarea în continuare a pistonului se creează din nou o depresiune care ridică organul de etanşare de pe scaun şi mişcarea se repetă. Oscilaţiile vor fi cu atît mai multe cu cît secţiunea-timp va fi mai mare.

Micşorîndu-se secţiunea-timp, organul de etanşare rămîne aşezat pe limitator pe toată cursa pistonului. Acest aspect apare evident în diagramele din figura 3 [3], obţinute pentru turaţiile de 750, 1 000 şi 1 250 rot/min. Se reduc atît oscilaţiile datorite secţiunii-timp prea mari, cît şi cele datorite lovirii limitatorului. Existenţa acestora din urmă se datoreşte lipsei unei amortizări corespunzătoare (arcuri disc, amortizoare etc.) în cazul supapei pe care s-au făcut determinări [3].

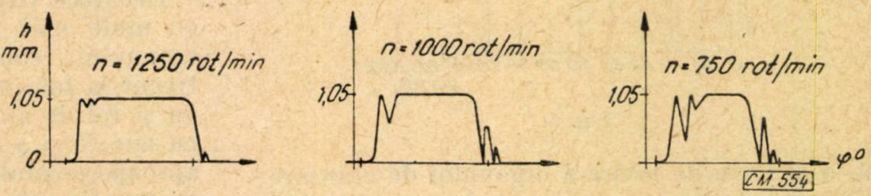


Fig. 3

Oscilaţiile organului de etanşare duc la o micşorare a coeficientului de debit, corespunzător valorii pe care o are presiunea în cilindru la finele cursei de aspiraţie. Astfel, la compresorul tip C 200 fabricat de Uzinele

„Timpuri noi"-Bucureşti s-au înlocuit scaunele supapelor cu secţiunea de trecere sub formă de fante, cu scaune cu secţiunea de trecere sub formă de orificii, avînd o secţiune totală de trecere mai mică. S-a obţinut în acest mod o creştere de debit. Ameliorarea apare însă la turaţia nominală de 1 500 rot/min; la turaţii de peste 2 000 rot/min, prima supapă prezintă un coeficient de debit mai bun.

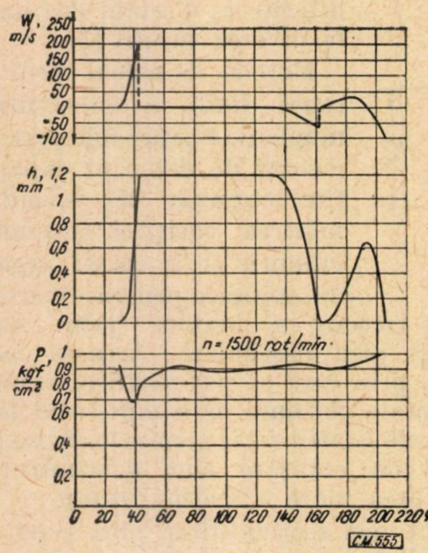


Fig. 4

Oscilaţiile organelor de etanşare influenţează în mod direct durabilitatea acestora. Este evident că, deşi forţa de lovire a organului de etanşare de limitator este ceva mai mare în cazul turaţiei ridicate, numărul mai mare de ciocniri în cazul turaţiilor joase (supape cu secţiunea-timp mare) poate duce la scăderea durabilităţii organului de etanşare.

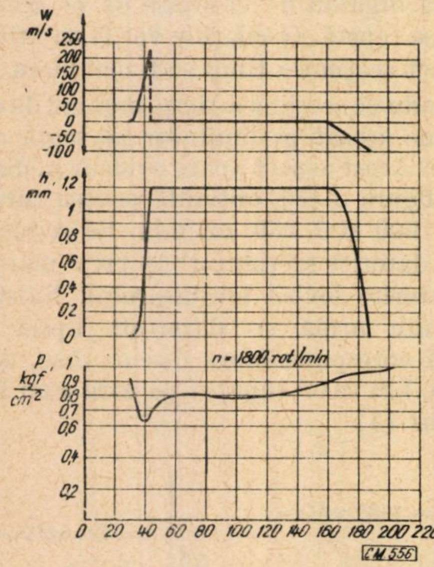


Fig. 5

Prin aceeaşi metodă de calcul s-au determinat vitezele şi acceleraţiile organului de etanşare, valori necesare pentru aprecierea durabilităţii supapelor.

In figurile 4 şi 5 se reprezintă diagrama presiunii din cilindru, a cursei şi vitezei discului de etanşare pentru supapa de aspiraţie a primului etaj la compresorul tip C 5, pentru 1 500 rot/min, respectiv 1 800 rot/min.

Se observă că la 1 500 rot/min supapa se închide mai devreme, ceea ce provoacă încă o oscilaţie pînă la jumătatea cursei discului de etanşare. La 1 800 rot/min, aceeaşi supapă se închide cu întîrziere.

Secţiunile au fost astfel alese încît să se obţină un coeficient de debit corespunzător pentru ambele turaţii. Vitezele de lovire a discului de etanşare de limitator şi de scaun se menţin între limite admisibile pentru materialele utilizate.

Coeficientul de debit rezultat din calcul prin metoda diferenţelor finite este de 0,82 pentru ambele turaţii. Coeficientul de debit rezultat la probele experimentale cu compresorul C 5 este cuprins între 0,800 şi 0,815 la turaţiile de 1 500 — 1 800 rot/min.

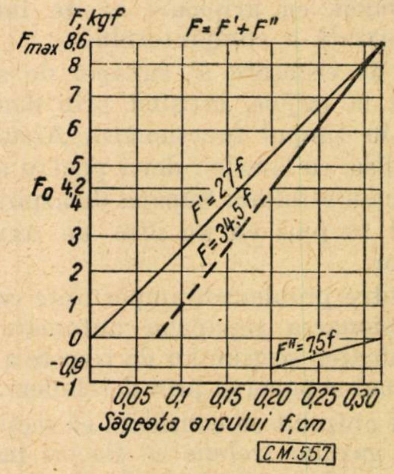


Fig. 6

Viteza de lovire a limitatorului este de peste două ori mai mare decît viteza de lovire a scaunului supapei, aşa după cum a rezultat şi din experimentările făcute de M. Şapiro şi V. Rumeanţev [5].

Deoarece viteza de lovire a limitatorului este cu mult mai mare decît viteza de lovire a scaunului, constructorii de compresoare au trecut la folosirea arcurilor disc cu lamele, care au şi rol de amortizor. Folosirea arcurilor disc cu lamele şi a discurilor amortizoare a devenit aproape generală pentru supapele compresoarelor cu turaţie ridicată. Se obţine astfel, pe lîngă o creştere a durabilităţii, şi evitarea reflexiei discului de etanşare la atingerea limitatorului.

La supapele compresorului C 5 s-a montat un disc între arcurile disc şi limitator, care măreşte şi mai mult efectul de amortizare a şocurilor pe limitator.

Prin metoda de calcul prin diferenţe finite se poate demonstra că discul de etanşare capătă acceleraţii relativ mari la ridicare, dînd naştere la forţe mari în raport cu cele dezvoltate de arcuri. De aici şi tendinţa de a se folosi arcuri cu caracteristica cît mai abruptă, fie prin suprapunerea a două arcuri, dintre care al doilea are săgeata iniţială foarte mică sau nulă, fie prin fixarea şaibei de cursă a discului de etanşare sub acesta, creînd o prestrîngere inversă, soluţie utilizată la supapa compresorului C 5 (fig. 6).

Aceasta se poate observa, de altfel, şi din tendinţa de scădere pe care o are raportul forţelor arcurilor (F_0/F_{max}) cu creşterea turaţiei compresoarelor. O analiză statistică a raportului F_0/F_{max} a permis să se stabilească că, de la valoarea 0,7 — 0,8 pentru compresoarele de turaţie medie, acesta a scăzut la 0,4 — 0,6 la compresoarele de turaţie rapidă. La supapa de aspiraţie a compresorului C 5, raportul $F_0/F_{max} = 0,52$.

Prin măsurile constructive menţionate, ca şi printr-o serie de măsuri tehnologice, s-a obţinut pentru supapele compresorului C 5 o bună durabilitate.

La proba de durabilitate de 1 000 ore, supapele compresorului C 5 s-au comportat bine, coeficientul de debit menţinîndu-se între limitele 0,80 — 0,81.

---

[1] *Filipov, V. V.* Proţessî vpuska i vîpuska v porşnevîh k kompressorah. Moscova, Maşghiz, 1960. [2] *Müller, H.* Messung und Berechnung des Widerstandes von Spulpumpenventilen. În : M.T.Z. **11**, 1959. [3] *Müller, H.* Ermittlung des Ventilwidestandes und Aufnahme von Huboszillogrammen von Verdichterventilen. În : Konstrucktion **10**, 1959. [4] *Cosoroabă, V.* O nouă metodă de calcul al procesului de umplere la compresoarele cu piston. În : Studii şi cercetări de energetică, seria B, 3, 1963. [5] *Sapiro, M. B.* şi *Rumeanţev, V. A.* Sporirea durabilităţii supapelor cu plăci inelare de la compresoare. În : Buletinul construcţiilor de maşini, 8, 1956.

CZ 621.914–42

Analiza erorilor hiperbolice ce apar la frezarea profilelor unghiulare

ION LĂZĂRESCU şi GLIGOR ABRUDAN

Îmbunătăţirea preciziei de prelucrare a profilelor frezate, utilizînd freze unghiulare, impune o cercetare analitică a influenţei parametrilor geometrici ai frezei asupra deformării profilului prelucrat. Este cunoscut faptul că mărimea unghiului de degajare γ, cum şi dimensiunile constructive ale frezei D, D_1 şi B (fig. 1), depind de condiţiile în care se desfăşoară procesul de frezare. Este necesar însă ca, la adoptarea acestora, să se urmărească influenţa lor asupra erorilor teoretice introduse.

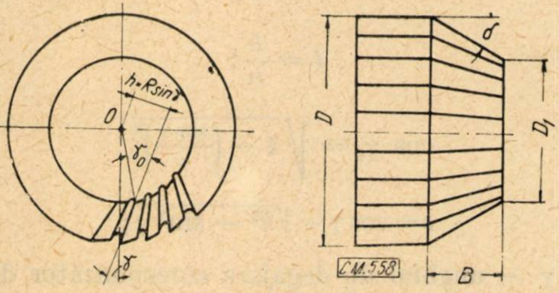


Fig. 1

Fie, de exemplu, de frezat un profil unghiular, utilizîndu-se o freză cu unghi de degajare diferit de zero ($\gamma \neq 0$). Considerîndu-se că freza face parte dintr-un troncon cu generatoarea înclinată la unghiul δ, profilul generat la semifabricat va fi diferit de cel unghiular. Intr-adevăr, într-un sistem de referinţă tridimensional cartezian (fig. 2), muchia unui tăiş oarecare al frezei se găseşte într-un plan ce trece prin faţa de degajare, de ecuaţie :

$$z = h,$$

în care h este distanţa de la faţa de degajare pînă la centrul frezei (fig. 1).

Prin intersecţia conului de rotaţie corespunzător frezei, de ecuaţie :

$$-\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{b^2} = 0, \qquad (1)$$

cu planul feţei de degajare a frezei $z = h$ rezultă hiperbola (fig. 2) :

$$\frac{x^2}{h\left(\frac{a}{b}\right)^2} - \frac{y^2}{h^2} = 1, \qquad (2)$$

cu asimptotele :

$$y = \pm \frac{b}{a} x. \qquad (3)$$

Limitîndu-se freza cu planele :

$$x = x_1; \quad x = x_2, \qquad (4)$$

se găsesc punctele M_1 (x_1, y_1), M_2 (x_2, y_2) şi M_{01} (x_{01}, y_{01}), M_{02} (x_{02}, y_{02}).

Porţiunea M_1 M_2, din hiperbolă, reprezintă muchia tăişului frezei.

Se poate determina eroarea hiperbolică a muchiei tăişului frezei.

Dreapta care trece prin punctele M_1 şi M_2 are ecuaţia :

$$y = m(x - x_1) + y_1, \tag{5}$$

în care :

$$m = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}. \tag{6}$$

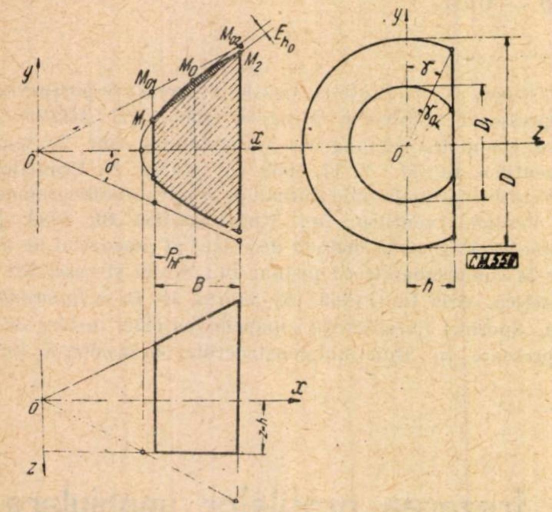


Fig. 2

Luîndu-se o dreaptă paralelă cu dreapta ce trece prin punctele M_1 şi M_2, de ecuaţie :

$$y = mx + n, \tag{7}$$

şi punîndu-se condiţia ca această dreaptă să fie tangentă la hiperbolă în punctul M_0, se găseşte :

$$n = -h\sqrt{\left(\frac{a}{b}\right)^2 m^2 - 1}. \tag{8}$$

Astfel, punctul M_0 $(x_0,\ y_0)$ va avea coordonatele :

$$\left.\begin{aligned} x_0 &= \frac{m\cdot n}{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - m^2} \\ y_0 &= mx_0 + n \end{aligned}\right\}. \tag{9}$$

Distanţa de la punctul M_0 pînă la dreapta ce trece prin punctele M_1 şi M_2 va reprezenta mărimea erorii hiperbolice a frezei şi va avea valoarea :

$$E_{h0} = \left|\frac{(y_0 - y_1) - m(x_0 - x_1)}{\sqrt{1 + m^2}}\right|. \tag{10}$$

Eroarea hiperbolică din secţiunea normală a piesei va avea valoarea, suficient de exactă :

$$E_{hf} = E_{h0}\cdot\cos\gamma. \tag{11}$$

Ţinînd seamă de expresia 10, se găseşte :

$$E_{hf} = \cos\gamma\,\frac{(y_0 - y_1) - m(x_0 - x_1)}{\sqrt{1 + m^2}}. \tag{12}$$

Expresia (12) poate fi transformată. Din figura 2 se găseşte :

$$\cos\gamma_0 = \sqrt{1 - \left(\frac{D}{D_1}\cos\gamma\right)^2}; \tag{13}$$

$$y_1 = \frac{D_1}{2}\cos\gamma_0, \quad y_2 = \frac{D}{2}\cos\gamma; \tag{14}$$

$$h = \frac{D}{2}\sin\gamma; \tag{15}$$

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{D - D_1}{2B}; \tag{16}$$

$$m_1 = \frac{y_2 - y_1}{B}; \tag{17}$$

$$x_1 = \frac{D_1}{2}\operatorname{ctg}\delta, \quad x_2 = \frac{D}{2}\operatorname{ctg}\delta; \tag{18}$$

$$x_2 - x_1 = \mathrm{B}. \tag{19}$$

Luîndu-se în considerare expresiile (6) — (10), (13) — (20), relaţia (12) devine :

$$E_{h_f} = \frac{\cos\gamma}{\sqrt{4 + \left(\frac{s}{t}\right)^2}}\left[k\left(\frac{s}{1-k} - \cos\gamma_0\right) - \sin\gamma\sqrt{\left(\frac{s}{1-k}\right)^2 - 1}\,\right]D \tag{20}$$

sau

$$R_{hf} = C_{E_{hf}}\cdot D, \tag{21}$$

în care :

D este diametrul mare al frezei conice :

D_1 — diametrul mic al frezei conice :

B — lăţimea frezei conice ;

$$k = \frac{D_1}{D};$$

$$t = \frac{B}{D};$$

$$\cos\gamma_0 = \sqrt{1 - \left(\frac{\sin\gamma}{k}\right)^2};$$

$$s = \cos\gamma - \sqrt{k^2 - \sin^2\gamma};$$

γ — unghiul de degajare corespunzător diametrului D,

γ_0 — unghiul de degajare corespunzător diametrului D_1.

Din relaţia (20) se vede că :

$$E_{hf} = f_1\,(k,\ t,\ \gamma). \tag{22}$$

Poziţia erorii hiperbolice maxime este dată de expresia (fig. 2) :

$$P_{fh} = x_0 - x_1. \tag{23}$$

Expresia (23) poate fi transformată; ţinînd seamă de valorile lui x_0 şi x_1, se găseşte :

$$P_{hf} = \frac{t}{1-k}\left[\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{1-k}{s}\right)^2}}\sin\gamma - k\right]D. \quad (24)$$

Pentru condiţii date, relaţia (24) devine :

$$P_{hf} = C_{p_{hf}} \cdot D, \quad (25)$$

în care :

$$C_{p_{hf}} = \psi(k, t, \gamma). \quad (26)$$

In continuare se analizează variaţia coeficientului $C_{E_{hf}}$ în funcţie de valoarea diferiţilor parametri ai frezei, în scopul adoptării acestora, astfel încît eroarea hiperbolică să se încadreze în limitele tehnice impuse, respectiv să se respecte în general relaţia :

$$E_{hf} \leqslant \left(\frac{1}{3} \cdots \frac{1}{4}\right) E_a, \quad (27)$$

în care E_a este abaterea de la rectilinitate, prevăzută pe desenul produsului finit.

Considerînd $\gamma = \text{const.}$, din relaţia (20) se vede că eroarea hiperbolică depinde de două variabile (k şi t), adică :

$$E_{hf_{\gamma=const.}} = f_2(k, t). \quad (28)$$

Se pot trasa diagrame în legătură cu variaţia erorii hiperbolice $E_{hf_{\gamma=const.}}$, respectiv coeficientul $C_{E_{hf\gamma=const.}}$, în funcţie de raportul $t = \frac{B}{D}$, pentru diferite valori ale raportului $k = \frac{D_1}{D}$ (fig. 3).

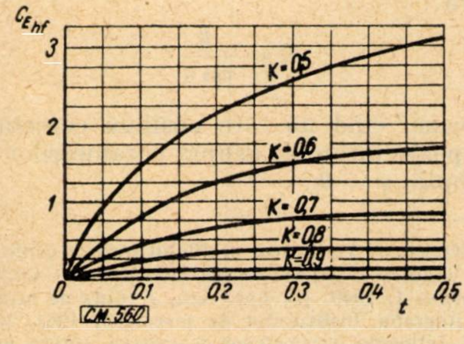


Fig. 3

Din analiza diagramelor obţinute se constată că valoarea coeficientului $C_{E_{hf\gamma=const.}}$, respectiv eroarea hiperbolică, creşte o dată cu creşterea rapoartelor t şi k, adică o dată cu creşterea lăţimii piesei în raport cu diametrul acesteia, respectiv o dată cu creşterea unghiului înclinării frezei tronconice δ. Incepînd cu o anumită valoare a rapoartelor t şi k creşterea coeficientului $C_{E_{hf\gamma=const.}}$ este mai puţin sensibilă, după care influenţa rapoartelor t şi k asupra mărimii erorii hiperbolice diminuează.

Urmărind variaţia coeficienţilor $C_{E_{hf}}$ pentru diferite valori ale unghiului de degajare, se constată că, pentru aceleaşi valori ale rapoartelor t şi k, o dată cu creşterea unghiului de degajare γ creşte valoarea coeficienţilor $C_{E_{hf}}$, respectiv valoarea erorilor hiperbolice (alura curbelor de variaţie a coeficienţilor $C_{E_{hf}}$ este similară, schimbîndu-se doar scara diagramei).

Diagramele construite pentru fiecare unghi de degajare $\gamma = \text{const.}$ pun în evidenţă influenţa diferiţilor parametri (D, D_1, B, δ şi γ) asupra mărimii erorii hiperbolice, dar, în practică nu sînt suficient de utile, necesitînd construirea a tot atîtea diagrame cîte valori se consideră pentru unghiul de degajare, neexistînd nici posibilitatea de interpolare. Ca urmare, s-au centralizat toţi parametrii care influenţează eroarea hiperbolică E_{hf} într-o nomogramă care să permită determinarea erorii E_{hf} pentru diferite dimensiuni ale frezei unghiulare şi pentru diferite valori ale unghiului de degajare, respectiv să permită alegerea diferiţilor parametri în aşa fel încît valoarea erorii hiperbolice să fie cea admisă de condiţiile tehnice.

Nomograma a fost întocmită pentru unghiul de degajare γ avînd valori cuprinse între 0 şi 25°.

Pentru nomografierea realaţiei (20), respectiv a coeficientului $C_{E_{hf}}$, s-a considerat acest coeficient ca un produs de doi factori :

$$C_{E_{hf}} = A\,B, \quad (29)$$

în care :

$$A = \frac{1}{\sqrt{4 + \left(\frac{s}{t}\right)^2}};$$

$$B = \cos\gamma\left[k\left(\frac{s}{1-k} - \cos\gamma_0\right) - \right.$$

$$\left. - \sin\gamma\sqrt{\left(\frac{s}{1-k}\right)^2 - 1}\right],$$

respectiv :

$$A = f_3(t, k, \gamma) \text{ şi } B = f_4(k, \gamma). \quad (30)$$

La întocmirea nomogramei s-a trasat factorul A în funcţie de cele trei variabile independente γ, k şi t, prin două familii de curbe : alături, într-o parte, s-a reprezentat factorul B în funcţie de γ şi k, iar în cealaltă parte s-a reprezentat produsul $C_{E_{hf}} = A \cdot B$, obţinîndu-se o familie de drepte ce pleacă din origine* (fig. 4).

La utilizarea nomogramei sînt cunoscuţi D,D_1, B şi γ şi se calculează k şi t. Se pleacă apoi de la valoarea unghiului de degajare γ conform săgeţilor.

---

* Se poate mări precizia rezultatului obţinut dacă, în loc să se determine produsul $A.B$ cu ajutorul nomogramei, o dată determinaţi A şi B, se calculează acest produs separat (fără nomogramă).

Pe nomogramă, valoarea coeficientului $C_{E_{hf}}$ se citeşte cu o precizie de două cifre exacte şi a treia aproximativă.

Valoarea coeficientului $C_{E_{hf}}$, astfel obţinută, se introduce în relaţia (21), în care D se ia în mm, iar E_{hf} rezultă în μm.

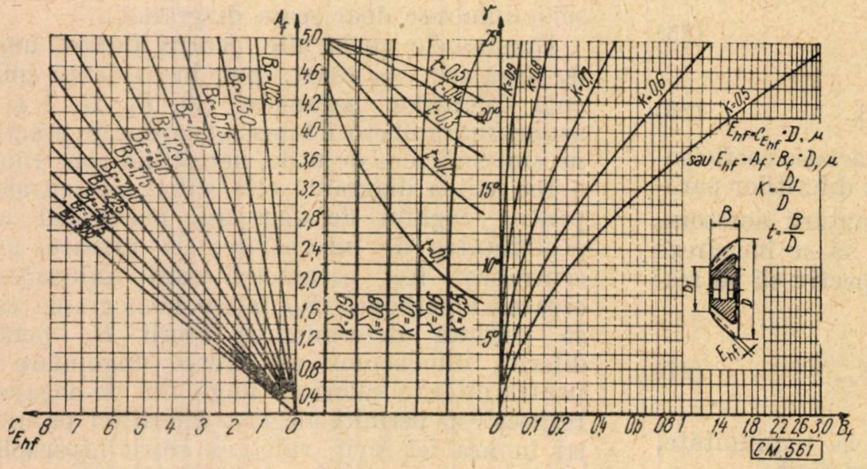


Fig. 4

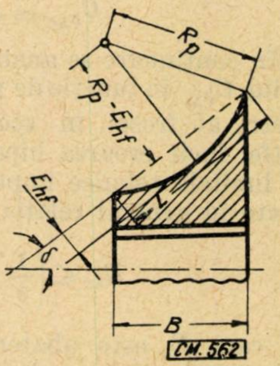


Fig. 5

La proiectarea unei freze unghiulare cu generatoarele tronconului rectilinii şi cu unghi de degajare γ > 0°, nomograma din figura 4 permite proiectantului să compare, rapid, erorile hiperbolice obţinute la adoptarea diferiţilor parametri constructivi şi să ia aceşti parametri la valori care să se încadreze în abaterile permise pentru eroarea hiperbolică.

Tabela 1

D, mm	D_1, mm	B, mm	δ	γ	t	k	$C_{E_{hf}}$	E_{hf} μ
60	31,133	25	30°	20°	0,4166	0,5188	5,46	327,6
80	51,133	25	30°	20°	0,3125	0,6392	2,52	201,6
100	71,133	25	30°	20°	0,25	0,7113	1,155	115,5
60	31,133	25	30°	15°	0,4166	0,5188	2,65	159,0
60	31,133	25	30°	10°	0,4166	0,5188	1,04	62,4
80	51,133	25	30°	15°	0,3125	0,6392	1,168	93,4
80	51,133	25	30°	10°	0,3125	0,6392	0,531	42,5

Pentru a se ilustra această posibilitate, în tabela 1 se dau, detaliat datele adoptate, respectiv determinate, la calculul unei freze unghiulare avînd unghiul înclinării frezei δ = 30°. Din datele tabelei se vede că, la mărirea diametrului frezei D sau la micşorarea unghiului de degajare γ, eroarea hiperbolică scade. Se constată, de exemplu, că dacă diametrul frezei D se măreşte de 1,33 ori (de la $D = 60$ mm la $D = 80$ mm) şi se micşorează unghiul de degajare γ cu 10° (de la γ = 20° la γ = 10°), eroarea hiperbolică obţinută se micşorează de aproximativ 7 ori.

In cazul cînd, după alegerea unghiului de degajare optim, diametrul frezei nu se mai poate mări din motive constructive, se poate anula desigur eroarea hiperbolică prin retuşarea, în sens invers, a frezei, conform schiţei din figura 5, în care raza de retuşare se calculează cu formula

$$R_p = \frac{1}{2}\left(\frac{L}{E_{hf}} + E_{hf}\right), \tag{31}$$

în care

$$L = \frac{B}{\cos\delta}.$$

În cazul cînd nu este posibilă corectarea şi nu se poate influenţa asupra parametrilor frezei, se adoptă γ = 0

---

[1] *Lăzărescu, I.* Verificarea profilului frezelor conice prevăzute cu unghi de degajare. Norme interne U.M.—Cugir N2-27 şi 28, anexa 1, 1949. [2] *Lăzărescu, I.* Curs de utilaj-scule. Cluj, Litografia Institutului de mecanică, 1951. [3] *Lăzărescu, I.* Influenţa parametrilor geometrici asupra profilului sculelor aşchietoare. În : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 4, 1959. [4] *Lăzărescu, I.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962. [5] *Lăzărescu, I. Abrudan, G.* şi *Arghir, G.* Asupra preciziei de prelucrare a pieselor conice. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 1, 1962. [6] *Lăzărescu, I.* şi *Abrudan, G.* Analiza erorilor hiperbolice ce apar la prelucrarea pieselor conice. În : Buletinul ştiinţific I.P. Cluj, nr. 8, 1965.

J7960/66

CZ 629.113-592.112.001.24

Calculul frînelor de automobil cu saboţi interiori flotanţi

CĂLIN HILOHI

In cadrul acestui articol se studiază condiţiile de echilibru şi eficacitatea frînelor cu saboţi interiori flotanţi, analizînd amănunţit cîteva tipuri de construcţii de frîne de acest tip utilizate mai frecvent la automobile.

Calculul unei frîne presupune stabilirea dependenţei dintre forţa de acţionare şi momentul de frînare realizat de frînă, forţele care apar între saboţi şi tambur sau între saboţi şi reazemele lor, oferind astfel toate datele pentru dimensionarea ei.

Frînele cu saboţi flotanţi, care se utilizează pe o scară largă la automobile, oferă principalul avantaj că saboţii se aşază de la sine pe partea interioară a tamburului, pe măsura uzării garniturilor de fricţiune, putîndu-se asigura prin măsuri constructive simple o evoluţie optimă a uzurii garniturilor. Totodată, acestea permit utilizarea unor sisteme de reglare automată a jocului dintre garnituri şi tambur, în funcţie de uzură, fără complicaţii constructive deosebite.

Rezultatele obţinute în cadrul acestui studiu se pot extinde cu uşurinţă şi asupra frînelor cu saboţi articulaţi.

La stabilirea relaţiilor de calcul se admit următoarele ipoteze simplificatoare, a căror valabilitate este confirmată de practică :

— presiunea de contact dintre tambur şi garnitura de fricţiune se menţine constantă în lungul generatoarei suprafeţei garniturii ; în felul acesta, problema se poate studia într-un plan normal pe axa tamburului, forţele care intră în joc putînd fi considerate coplanare ;

— tamburul şi saboţii sînt rigizi, nedeformabili, iar garniturile de fricţiune sînt elastice, respectînd legea lui Hooke (presiunea locală pe suprafaţa garniturilor proporţională cu deformaţia lor specifică) ;

— grosimea garniturilor de fricţiune este uniformă pe toată lungimea lor ;

— suprafaţa de lucru a garniturilor de fricţiune rămîne, în urma uzurii, identică cu ea însăşi ; raza exterioară a garniturilor de fricţiune se consideră egală cu raza interioară a tamburului ;

— coeficientul de frecare nu depinde de presiunea dintre garniturile de fricţiune şi tambur şi este considerat constant de-a lungul garniturilor de fricţiune.

În cadrul calculelor se neglijează existenţa arcurilor de rapel ale saboţilor, care determină în general solicitări reduse în comparaţie cu celelalte forţe care lucrează asupra saboţilor. La calculele de proiectare însă, forţele din arcurile de rapel se compensează printr-o mărire corespunzătoare a forţei de acţionare.

Garniturii de fricţiune i se va asocia un sistem de coordonate stîng xOy a cărui abscisă este mediana (bisectoarea) arcului garniturii.

Un al doilea sistem de coordonate XOY se va lega de elementele fixe ale frînei (discul frînei), abscisa OX luîndu-se paralelă cu direcţia forţei de acţionare a sabotului, care în general este orizontală.

Momentul de frînare generat de o frînă depinde de următorii parametri : forţele de acţionare de la capetele saboţilor, configuraţia geometrică a frînei (şi în mod deosebit amplasarea saboţilor şi a garniturilor de fricţiune pe saboţi, în raport cu forţa de acţionare şi reazemele saboţilor) şi coeficientul de frecare al garniturilor de fricţiune.

Pentru o frînă dată, primii doi parametri se menţin în general constanţi pe toată durata ei de funcţionare şi în toate condiţiile de lucru. Coeficientul de frecare, însă, poate varia în mod apreciabil, depinzînd de starea suprafeţelor de frecare şi de temperatura lor. Chiar presupunînd că suprafeţele de frecare se menţin absolut curate, nu se va putea evita în principiu încălzirea lor, dat fiind însuşi rolul funcţional al frînei de a degrada o energie cinetică transformînd-o în căldură. Practic, nu există material de fricţiune al cărui coeficient de frecare să nu scadă o dată cu creşterea temperaturii.

Din acest motiv, la aprecierea unei frîne joacă un rol important funcţia care descrie variaţia momentului de frînare cu variaţia coeficientului de frecare al garniturilor de fricţiune, funcţie denumită curbă de stabilitate.

O curbă de stabilitate cu pantă mare denotă o frînă la care o variaţie mică a coeficientului de frecare are ca efect o variaţie mare a momentului de frînare, deci o frînă instabilă sau sensibilă. Din acest motiv, derivata în raport cu coeficientul de frecare a curbei de stabilitate se numeşte sensibilitate.

Din punctul de vedere constructiv şi al exploatării prezintă importanţă dependenţa cuplului de frînare, realizat de o frînă sau un sabot, de forţa de acţionare. În acest sens, un parametru util îl constituie raportul :

$$E = \frac{M}{Pr}, \qquad (1)$$

în care:

M este momentul de frînare;

P — forța de acționare;

r — raza interioară a tamburului.

Parametrul adimensional E, denumit coeficient de eficacitate (sau efect servo), este foarte potrivit pentru compararea unor frîne sau unor saboți de diferite dimensiuni și construcții. În cele ce urmează se va substitui analizarea momentului de frînare funcție de parametrii constructivi ai frînei prin analizarea variației corespunzătoare a coeficientului de eficacitate.

Din punctul de vedere al eficacității, saboții unei frîne pot fi:

— saboți principali sau primari la care apropierea de tambur, la frînare, are loc cu o rotație de același sens cu rotația tamburului (bineînțeles concomitent cu o mișcare de translație) și care, cu o forță de acționare mică, realizează un moment de frînare relativ mare (au efect servo sau eficacitate mare);

— saboți secundari la care mișcarea de rotație de apropiere este de sens contrar rotației tamburului și care prezintă o eficacitate redusă în raport cu primii.

Este demn de remarcat că efectul servo apare ca urmarea unei acțiuni de autofrînare generată de însăși frecarea dintre garnitura de fricțiune și tambur. Astfel se explică faptul că saboții principali sînt mult mai sensibili decît cei secundari (fig. 1); acceptarea avantajului de a avea o eficacitate mare constituie prin urmare un compromis în dauna stabilității. De aceea, unele frîne sînt prevăzute cu un sabot principal și altul secundar, asigurînd o compensare reciprocă a calităților și neajunsurilor celor doi saboți.

În figura 1 se prezintă curbele de stabilitate pentru un sabot principal *1* și un sabot secundar *2*.

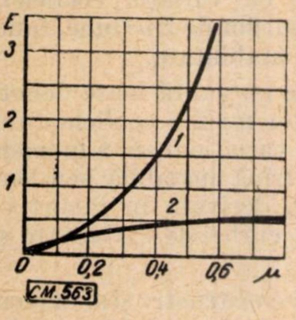


Fig. 1

Pentru determinarea eficacității unei frîne se utilizează ecuațiile de echilibru pentru forțele și momentele ce acționează asupra saboților respectivi.

În calculele ce urmează se determină eficacitatea unui singur sabot (principal și secundar), eficacitatea frînei rezultînd ca sumă a eficacității saboților ei.

În timpul frînării, asupra unui sabot (principal) de frînă acționează trei forțe (fig. 2): forța de acționare P, aplicată la unul dintre capetele sabotului, reacțiunea din reazem (sau articulație) Q și rezultanta acțiunii tamburului asupra garniturii de fricțiune R.

Echilibrul acestor forțe echivalează — conform primei ipoteze de calcul — cu satisfacerea următoarelor două condiții: concurența forțelor într-un punct oarecare D, coplanar cu ele (cazul cînd aceste forțe devin paralele între ele este analizat în mod separat) și satisfacerea relațiilor:

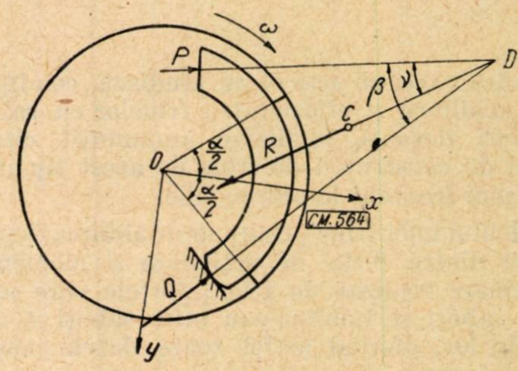


Fig. 2

$$\frac{P}{\sin \sphericalangle (Q, R)} = \frac{Q}{\sin \sphericalangle (P, B)} = \frac{R}{\sin \sphericalangle (P, Q)} \qquad (2)$$

sau, folosind notațiile din figura 2,:

$$\frac{P}{\sin (\beta - \nu)} = \frac{Q}{\sin \nu} = \frac{R}{\sin \beta}. \qquad (3)$$

La ecuațiile (3) se mai adaugă și ecuația de echilibru pentru momente, obținîndu-se astfel un sistem complet cu care se rezolvă problemele propuse și anume:

— dîndu-se forța de acționare P și parametrii geometrici ai frînei se cere stabilirea momentului sau eficacității frînei;

— impunîndu-se momentul care trebuie realizat de frînă și principalii parametri dimensionali (de exemplu, diametrul tamburului, lățimea saboților etc.), se cere forța de acționare necesară pentru realizarea acestui moment.

Pentru rezolvarea problemelor menționate trebuie să se țină seamă că momentul de frînare realizat de un sabot este egal cu momentul forței R față de centrul tamburului. Acest moment depinde însă, pe de o parte, de mărimea forței R, iar pe de alta, de poziția ei în raport cu centrul tamburului, deci de poziția punctului D și de mărimea unghiului ν.

La rîndul său, forța R, fiind prin definiție rezultanta reacțiunii tamburului asupra sabotului, depinde în mod firesc de interacțiunile locale (presiunile) pe suprafețele de frecare ale garniturilor de fricțiune și ale tamburului.

Prin urmare, este necesar să se cunoască (sau să se estimeze) legea de repartiție a presiunii specifice pe suprafața garniturilor, care, de altfel, determină nu numai mărimea și poziția forței R, ci și aspectul uzurii garniturilor.

Dacă prin măsuri constructive adecvate (se stabilesc în continuare) se asigură o încărcare a garniturii de fricţiune, simetrică faţă de bisectoarea ei Ox, ca o consecinţă a ipotezelor de calcul, presiunea dintr-un punct oarecare al garniturii va fi dată de relaţia :

$$p = p_{max} \cos \theta, \tag{4}$$

în care p_{max} reprezintă presiunea maximă pe axa Ox, iar θ — unghiul dintre axa Ox şi raza punctului considerat.

Epura distribuţiei presiunii în lungul garniturii de fricţiune este arătată în figura 3.

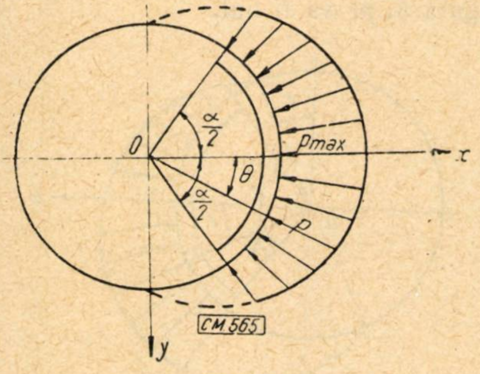


Fig. 3

Admiţînd legea de distribuţie dată de relaţia (4) şi notînd cu b lăţimea garniturii de fricţiune, se obţin :

— forţa elementară normală pe suprafaţa garniturii de fricţiune :

$$dN = p ds = p_{max}\, rb \cos \theta \, d\theta ; \tag{5}$$

— forţa elementară de frecare, tangenţială la suprafaţa garniturii de fricţiune :

$$dF = \mu\, dN = \mu\, p_{max}\, rb \cos \theta \, d\theta ; \tag{6}$$

— componenta rezultantei acţiunii tamburului pe axa Ox (fig. 4) :

$$N = \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} dN \cos \theta = p_{max}\, rb \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} \cos^2 \theta \, d\theta =$$

$$= p_{max}\, rb \, \frac{\alpha + \sin \alpha}{2} ; \tag{7}$$

— momentul elementar de frînare :

$$dM = r dF = \mu\, p_{max}\, r^2 b \cos\theta \, d\theta ; \tag{8}$$

— momentul de frînare rezultant :

$$M = \int_{-\frac{\alpha}{2}}^{+\frac{\alpha}{2}} dM = 2\, \mu\, p_{max}\, r^2\, b \sin \frac{\alpha}{2} \cdot \tag{9}$$

Pe de altă parte, forţa de frecare rezultantă este :

$$F = \mu\, N. \tag{10}$$

Momentul de frînare realizat de sabotul respectiv se poate scrie şi sub forma :

$$M = Fh = \mu\, Nh, \tag{11}$$

în care h reprezintă distanţa dintre centrul tamburului şi punctul de aplicaţie C al forţei rezultante, denumit centrul de presiune (fig. 4).

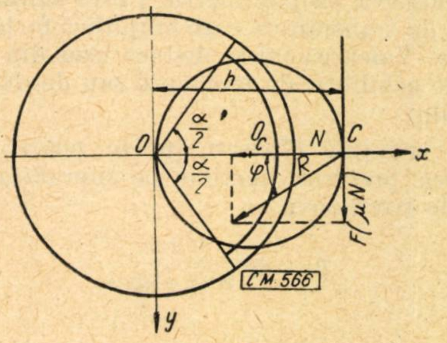


Fig. 4

Egalînd expresiile momentului de frînare realizat de sabotul considerat, date de (9) şi (11) şi avîndu-se în vedere expresia (7), pentru N se găseşte :

$$h = r \frac{4 \sin \frac{\alpha}{2}}{\alpha + \sin \alpha} = r\, \varepsilon. \tag{12}$$

Valorile parametrului ε, care exprimă dependenţa momentului de frînare realizat de un sabot de mărimea arcului garniturii acestuia, α, sînt date în tabela 1.

Tabela 1

α°	ε	α°	ε
0	1	100	1,122
20	1,005	120	1,170
40	1,020	140	1,218
60	1,045	160	1,257
80	1,080	180	1,273

Dacă se ţine seamă de expresia evidentă :

$$F = R \sin \varphi , \tag{13}$$

conform ecuaţiei (1), coeficientul de eficacitate al sabotului este :

$$E = \frac{M}{Pr} = \frac{R\, h \sin \varphi}{Pr} = \frac{R}{P} \varepsilon \sin \varphi . \tag{14}$$

Notînd, pentru simplificare :

$$\frac{R}{P} = i, \tag{15}$$

se obţine :

$$E = i\, \varepsilon \sin \varphi. \tag{16}$$

Formula (16), valabilă pentru toate tipurile de frîne cu saboţi cu garniturile de fricţiune încărcate simetric, arată în mod clar cum intervin diferiţii parametri în realizarea momentului de frînare: coeficientul de frecare se manifestă prin unghiul de frecare φ ($\varphi = \text{arc tg}\, \mu$), unghiul arcului (şi deci lungimea) garniturii prin parametrul ε, iar caracteristicile constructive, prin parametrul i.

Se observă că parametrul i este similar unui raport de transmitere care amplifică forţa de acţionare. Valoarea lui se deduce uşor din condiţiile de echilibru de momente sau de forţe ale saboţului.

Din ecuaţiile (7) sau (9) se poate calcula valoarea presiunii maxime pe suprafaţa garniturii de fricţiune:

$$p_{max} = \frac{2\,N}{br\,(\alpha + \sin\alpha)} \tag{17}$$

sau:

$$p_{max} = \frac{M}{2\,\mu\, br^2 \sin\dfrac{\alpha}{2}}. \tag{18}$$

Pe de altă parte, forţa tangenţială rezultantă care acţionează pe suprafaţa de frecare a garniturii de fricţiune este dată de expresia:

$$T = \mu\, br\, \alpha\, p_m, \tag{19}$$

în care p_m reprezintă presiunea medie pe suprafaţa garniturii de fricţiune.

Se poate astfel obţine o a treia formulă de calcul al momentului rezultant:

$$M = Tr = \mu\, br^2\, \alpha\, p_m, \tag{20}$$

din care se găseşte:

$$p_m = \frac{M}{\mu\, br^2\, \alpha} \tag{21}$$

sau ţinînd seamă de (11):

$$p_m = \frac{N}{br\,\alpha}. \tag{22}$$

Tot din relaţia (20) rezultă şi o altă expresie pentru coeficientul de eficacitate:

$$E = \frac{M}{Pr} = \frac{T}{P}, \tag{23}$$

care este mai aproape de o reprezentare intuitivă.

De multe ori realizarea unei distribuţii simetrice a presiunilor pe suprafaţa unei garnituri de fricţiune nu este posibilă din diferite motive constructive sau funcţionale; în aceste cazuri se acceptă o distribuţie asimetrică.

Epura unei asemenea distribuţii apare în figura 5.

În cazul considerat, presiunea într-un punct oarecare al garniturii se poate considera ca sumă a doi termeni: unul corespunzător unei distribuţii simetrice faţă de axa Ox, iar celălalt, unei distribuţii simetrice faţă de axa Oy, adică se poate scrie:

$$pr = p_{x_{max}} \cdot \cos\theta + p_{y_{max}} \cdot \sin\theta. \tag{24}$$

Presiunea rezultantă maximă, $p_{r_{max}}$, se va găsi într-un punct căruia îi corespunde un unghi la centru γ. Valoarea acestuia se obţine dacă în expresia (24) se introduce:

$$\theta = -\,90° + \gamma. \tag{25}$$

Pentru acest punct, aşa cum rezultă evident din figura 5, pr va fi nul.

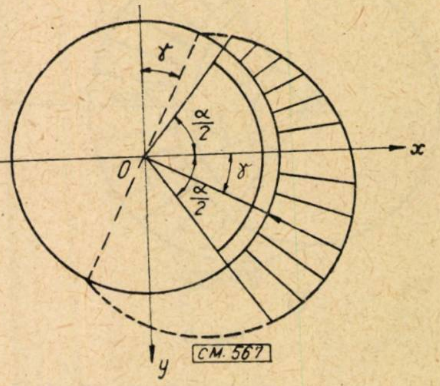


Fig. 5

Se găseşte astfel:

$$\text{tg}\,\gamma = \frac{p_{y_{max}}}{p_{x_{max}}}. \tag{26}$$

Ca urmare a asimetriei distribuţiei presiunilor, centrul de presiune nu se va mai găsi pe axa Ox, ci într-un punct oarecare C', a cărui rază vectoare face cu axa Ox unghiul δ (fig. 6). Componenta forţei R, normală pe suprafaţa garniturii de fricţiune N_r, care face cu axa Ox

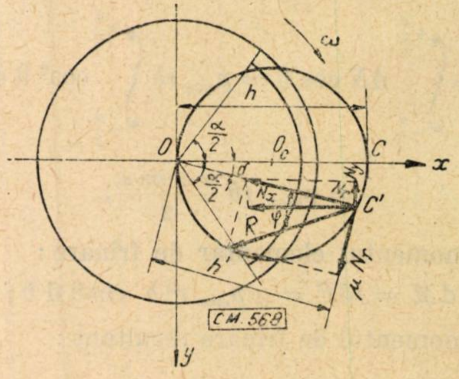


Fig. 6

unghiul δ, se poate descompune, după direcţiile axelor de coordonate, în forţele N_x şi N_y. Se observă că:

$$\text{tg}\,\delta = \frac{N_y}{N_x}. \tag{27}$$

În această expresie, forța N_x este dată de ecuația (7), iar forța N_y se obține din relațiile evidente :

$$N_y = 2\int_0^{\frac{\alpha}{2}} \mathrm{d}N_y = 2\int_0^{\frac{\alpha}{2}} br\, p_{v_{max}} \cdot \sin\theta \,\mathrm{d}\,\theta, \qquad (27a)$$

din care, efectuînd integrala, rezultă :

$$N_v = br\, p_{v_{max}} \cdot \frac{\alpha - \sin\alpha}{2}. \qquad (28)$$

Ținînd seamă de ecuațiile (7), (26) și (28), ecuația (27) devine :

$$\mathrm{tg}\,\delta = \frac{\alpha - \sin\alpha}{\alpha + \sin\alpha}\,\mathrm{tg}\,\gamma. \qquad (29)$$

Relația (29) permite determinarea punctului de presiune maximă pe suprafața garniturii de fricțiune, dacă se cunosc parametrii unghiulari α și δ:

$$\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{\alpha + \sin\alpha}{\alpha - \sin\alpha}\,\mathrm{tg}\,\delta. \qquad (30)$$

Din figura 5 se observă că, dacă

$$\gamma = 90° - \frac{\alpha}{2} = \gamma_{lim}, \qquad (31)$$

presiunea la capătul superior al garniturii de fricțiune este nulă ; dacă $\gamma > 90° - \frac{\alpha}{2}$, o parte din suprafața garniturii de fricțiune va deveni inactivă (se va desprinde de pe suprafața tamburului). În acest caz, relațiile de mai sus își pierd valabilitatea.

Înlocuind în (29) $\gamma = \gamma_{lim}$ dat de relația (31), se obține :

$$\mathrm{tg}\,\delta_{lim} = \frac{\alpha - \sin\alpha}{\alpha + \sin\alpha}\,\mathrm{ctg}\,\frac{\alpha}{2}. \qquad (32)$$

Cu relația (32) rezultă valoarea maximă a unghiului δ pentru care întreaga suprafață a garniturii de fricțiune este activă. Dacă $\delta > \delta_{lim}$ $(\gamma > \gamma_{lim})$, arcul porțiunii active a suprafeței garniturii de fricțiune va fi :

$$\alpha' = 90° - \gamma + \frac{\alpha}{2}, \qquad (33)$$

iar în formulele de mai sus va trebui introdusă valoarea α' dată de ecuația (33) ; deoarece $\alpha' < \alpha$, eficacitatea frînei va scădea (ca urmare a scăderii parametrului ε), iar presiunile pe suprafața garniturii vor crește. De aceea, în general, se iau măsuri constructive care, la o valoare μ_c dată, să asigure astfel de valori pentru γ sau δ încît întreaga suprafață a garniturii de fricțiune să fie activă. Pentru aprecierea calității unei frîne, din acest punct de vedere, s-au introdus parametrii :

$$\eta_1 = 1 - \frac{\gamma}{\gamma_{lim}} \qquad (34)$$

sau :

$$\eta_2 = 1 - \frac{\delta}{\delta_{lim}}. \qquad (34')$$

Este de dorit ca valoarea acestora pentru ambii saboți să fie cît mai mare și în nici un caz să nu fie mai mică decît zero.

Ținînd seamă de faptul că unghiul dintre forța R și componenta ei radială N (sau N_r) rămîne același (φ) indiferent de poziția centrului de presiune (deci indiferent de valoarea δ) și de relațiile determinate mai sus, care leagă unghiul δ de parametrii constructivi ai frînei, se poate demonstra că locul geometric al centrelor de presiune, atunci cînd δ este variabil, este un cerc cu centrul pe axa Ox, care trece prin centrul O al tamburului și prin centrul de presiune C, avînd diametrul egal cu h (fig. 4 și 6).

Acest cerc este denumit cerc de construcție și are un rol foarte important în calculul grafic al frînelor.

Pentru un unghi δ oarecare, distanța de la centrul de presiune la centrul tamburului va fi :

$$OC' = h' = h\cos\delta = r\,\varepsilon\cos\delta. \qquad (35)$$

Rezultă astfel că, în cazul distribuției asimetrice a presiunilor pe suprafața garniturii de fricțiune, momentul de frînare realizat de un sabot se poate scrie :

$$M = \mu\, N_r\, h' = \mu\, N_r\, h\cos\delta \qquad (36)$$

sau, ținînd seamă de ecuația (13) :

$$M = R\, r\,\varepsilon\cos\delta\sin\varphi. \qquad (36')$$

Conform definiției, coeficientul de eficacitate a sabotului rezultă :

$$E = \frac{M}{P_r} = \frac{R}{P}\,\varepsilon\cos\delta\sin\varphi = i\,\varepsilon\cos\delta\sin\varphi. \qquad (37)$$

Expresia (37) diferă de cea similară precedentă (16) prin existența în plus a factorului $\cos\delta$; întrucît, în mod uzual, unghiul δ nu este mai mare decît 10–15°, pentru a fi mai mic decît δ_{lim} dat de ecuația (31), influența încărcării asimetrice a garniturii asupra eficacității unui sabot este relativ mică.

Presiunea maximă pe suprafața garniturii de fricțiune se obține introducînd în ecuația (24) $\theta = \gamma$, unde γ se ia sub forma dată de relația (30). Ținînd seamă totodată și de relația (26), după efectuarea calculelor algebrice se găsește :

$$p_{r_{max}} = \frac{2\, N_r}{r\, b} \cdot \frac{\sqrt{\alpha^2 - 2\,\alpha\sin\alpha\cos 2\,\delta + \sin^2\alpha}}{\alpha^2 - \sin^2\alpha}, \qquad (38)$$

relație care, pentru cazul $\delta = 0$, devine identică cu (18).

Din egalitatea momentului dat de ecuația (36′) cu valoarea dată de relația (20) se găsește presiunea medie pe suprafața garniturii de fricțiune :

$$p_{rm} = \frac{N_r}{br} \cdot \frac{\varepsilon\cos\delta}{\alpha}. \qquad (39)$$

Expresiile (38) și (39) pot fi comod reprezentate în funcție de momentul de frînare M, dacă se are în vedere ecuația (36).

CZ 669.14 ;621.791 ;620.176

Un nou procedeu pentru încercarea oţelului şi sudurilor la forfecare pură

NICOLAE IOSIPESCU

Una dintre problemele cele mai contradictorii şi mai controversate din rezistenţa şi încercarea materialelor este fără îndoială aceea a determinării rezistenţei la forfecare pură a acestor materiale, şi în special, aceea a metalelor, după cum rezultă de altfel din toate tratatele de specialitate, dintre care cele mai importante sînt menţionate în bibliografie [1—6].

Toate procedeele de încercare existente, folosite pînă în prezent în acest scop, nu corespund condiţiilor de producere a unei stări de forfecare pură, deci a acţiunii unor eforturi tangenţiale simple, fără eforturi normale, care să ducă la ruperea epruvetelor, din care cauză nici unul dintre aceste procedee nu a putut fi standardizat pînă în prezent în nici o ţară din lume.

Chiar şi încercările de torsiune aplicate pe epruvete cilindrice, de secţiune circulară, pline sau tubulare, folosite în special pentru încercarea metalelor în acest scop, nu pot duce la rezultate incontestabile şi nu pot fi folosite pentru orice fel de materiale. Pentru realizarea unui asemenea procedeu corect de încercare la forfecare pură este necesar de a se obţine o solicitare produsă numai de către eforturi tangenţiale τ, datorite unei forţe tăietoare simple T, într-o secţiune a unei epruvete, fără a se produce acolo nici un fel de tensiuni normale σ, datorite momentelor încovoietoare M. O condiţie ideală ar fi ca acele eforturi tangenţiale să fie uniform repartizate pe secţiunea impusă, în domeniul elastic şi deci în continuare şi în acel plastic, mergînd pînă la rupere.

Obţinerea acestei solicitări de forfecare pură a fost considerată pînă acum de către majoritatea autorilor ca fiind imposibilă de realizat, în special din cauza relaţiei analitice care există între forţele tăietoare şi momentele încovoietoare $\left(T = \frac{\mathrm{d}M}{\mathrm{d}x}\right)$. Obţinerea unei repartiţii uniforme a eforturilor tangenţiale nici nu a fost considerată vreodată ca posibilă, din cauză că, pe o secţiune dreptunghiulară supusă la acţiunea unei forţe tăietoare simple, repartiţia eforturilor tangenţiale τ este parabolică în sensul înălţimii, iar pe secţiunea circulară repartiţia este şi mai variată ca valori şi direcţii de acţiune ale lui τ.

Pe epruvetele de secţiune circulară supuse la solicitări de torsiune, care duc la producerea unor eforturi tangenţiale pure în acea secţiune, acestea variază liniar în sens radial în domeniul elastic de solicitare, repartizare care nu mai este valabilă în domeniul plastic şi mai ales la rupere. Din această cauză chiar încercările de torsiune nu corespund condiţiilor necesare pentru o justă determinare a rezistenţelor de forfecare pură ale materialelor.

Cercetările din ultimii ani ale autorului i-au permis totuşi să ajungă la soluţionarea corectă a acestei probleme. Pentru aceasta s-a folosit observaţia cunoscută anterior că o solicitare de forfecare pură, dată de o forţă tăietoare simplă, fără nici un moment încovoietor, se poate totuşi realiza în secţiunea din dreptul unui punct de inflexiune al unei bare drepte supuse la o încovoiere cu variaţie liniară a momentului încovoietor, deci cu forţă tăietoare constantă, cum şi cu un punct de moment nul la mijlocul lungimii ei (fig. 1).

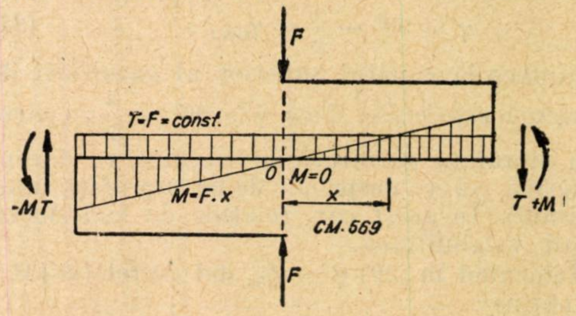


Fig. 1

Pentru realizarea unei epruvete de încercare, care să poată duce la ruperea ei în secţiunea din dreptul acelui punct de moment nul, este necesar să se producă o slăbire a secţiunii din dreptul acelui punct, ceea ce se poate realiza cu ajutorul unor crestături transversale, cu condiţia de a nu se produce concentrări de tensiuni acolo. Cercetări fotoelastice realizate pe modele din fenolformaldehide şi din Araldit, executate conform indicaţiilor din tratatele de specialitate [7—12], care au reprodus acele condiţii de formă şi de solicitare din figura 1, au dus la producerea izocromaticelor din figura 2a şi 2b, obţinute pentru două trepte de solicitare diferite. S-a stabilit astfel în mod experimental că pentru o bară dreaptă de secţiune dreptunghiulară, încovoiată sub acţiunea a două momente egale şi de sens contrar, aplicate la cele două extremităţi, ceea ce produce o variaţie liniară a momentului încovoietor, deci o forţă tăietoare constantă în tot lungul ei, se obţine o forţă tăietoare simplă în dreptul punctului de inflexiune.

Dacă bara este slăbită în dreptul acelui punct de moment nul prin două crestături în formă de V, de unghiuri la fund de 90° şi de adîncimi aproximativ egale cu un sfert din înălţimea piesei, se obţin eforturi tangenţiale pure, de valori maxime şi practic uniform repartizate pe secţiunea de forfecare pură a epruvetei dintre vîrfurile de unghi ale celor două crestături. Această repartiţie uniformă a eforturilor tangenţiale, stabilită pentru domeniul elastic, este valabilă mai departe şi în domeniul plastic, mergînd pînă la rupere.

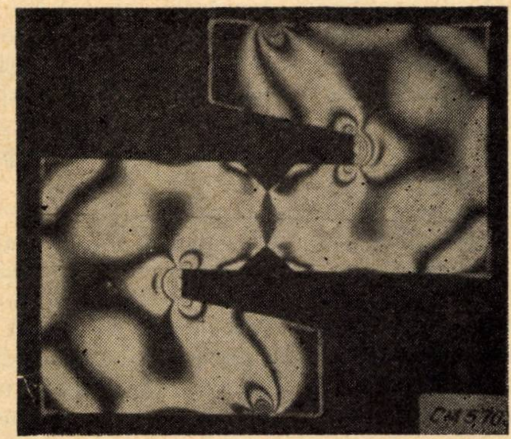


Fig. 2a

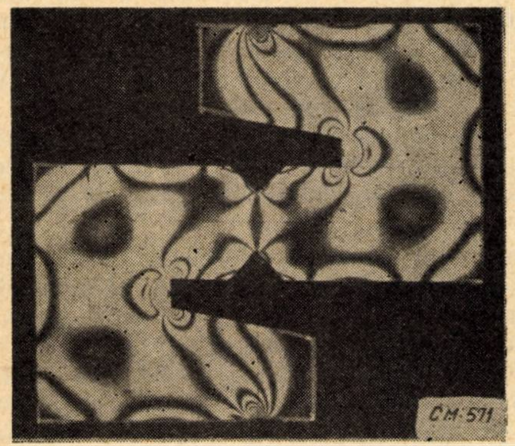


Fig. 2b

Realizarea practică a unui nou procedeu just şi corect de încercare la forfecare pură a oţelului şi a celorlalte metale, cum şi a sudurilor cap la cap, a fost obţinută de către autor în mod corespunzător prin forma epruvetelor şi a dispozitivului de solicitare ce produc aceeaşi acţiune ca şi cea din cazul studiului fotoelastic întreprins. Aspectul acestor piese, pentru primul procedeu stabilit, se poate vedea în figura 3a şi 3b, care reprezintă situaţia în timpul încercării şi imediat după ruperea epruvetei.

Pentru a obţine întotdeauna şi în mod corect ruperea epruvetelor din oţel şi alte metale, chiar şi în cazul unor ruperi casante, în secţiunea de forfecare pură din dreptul punctului de moment nul, în afară de crestăturile din direcţia verticală, care duc la o slăbire a secţiunii cu producerea unei repartiţii uniforme a eforturilor tangenţiale în sensul înălţimii, s-a realizat o slăbire suplimentară a acelei secţiuni cu ajutorul unor crestături laterale, care nu produc totuşi o modificare simţitoare a stării de tensiuni plane. Acest fapt s-a putut constata experimental prin încercări comparative efectuate pe epruvete din duraluminiu, prevăzute cu asemenea crestături de diferite profile, şi pe epruvete fără astfel de crestături laterale.

Unele perfecţionări ale procedeului de încercare la forfecare pură a metalelor au permis să se realizeze o mai uşoară întrebuinţare a lui, folosindu-se epruvete de dimensiuni mai reduse, cum şi simplificîndu-se încercările, făcute în mod paralel, pentru determinarea rezistenţelor la forfecare pură ale sudurilor, faţă de acele ale pieselor de oţel sudate între ele.

Acest nou procedeu de încercare face obiectul brevetului de invenţie nr. 42.082/1963 [13], cum şi al altor brevete de perfecţionare înregistrate şi în curs de tratare la O.S.I. Ele au fost experimentate şi aplicate la diferite lucrări de încercări tehnice asupra rezistenţei oţelului şinelor de cale ferată şi a altor oţeluri, cum şi la acele ale sudurilor electrice de la joantele şinelor. Ele au fost întrebuinţate, de asemenea, pentru unele cercetări tehnico-ştiinţifice, prin încercarea unor metale laminate şi turnate, ceea ce a permis să se studieze teoriile de rupere

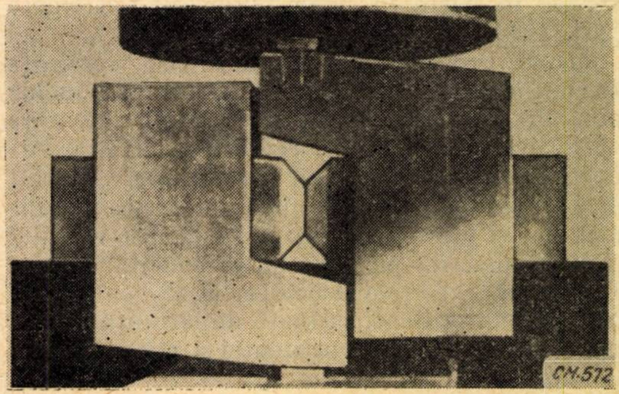


Fig. 3a

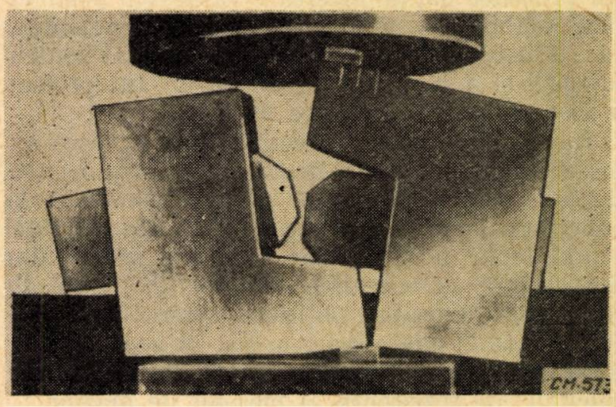


Fig. 3b

ale materialelor, în legătură imediată cu structura internă a metalelor.

Principiile teoretice şi practice, cum şi aplicaţiile acestor procedee noi de încercare la forfecare pură, au fost expuse în diferite publicaţii apărute anterior [14—19]. Ele au făcut, de asemenea, obiectul unor comunicări nepublicate încă, dar aflate în curs de tipărire, cum au fost acele făcute la Sesiunea de comunicări ştiinţifice a Institutului de metrologie din luna iulie 1964 şi la sesiunea de comunicări a Centenarului Universităţii din Bucureşti din luna octombrie 1964. De asemenea, vor fi prezentate două asemenea comunicări la Sesiunea ,,Conferinţei de sudură şi încercări de metale'', care va avea loc la Timişoara în luna octombrie 1965.

Principiile practice şi experimentale ale acestor cercetări recente asupra încercărilor materialelor au fost aplicate în mod favorabil pentru stabilirea unor procedee noi de încercare a altor materiale de construcţii, cum a fost cazul încercării betonului la forfecarea pură şi al încercării lemnului la lunecare în lungul fibrelor. S-au obţinut rezultate interesante care au fost expuse în parte în unele publicaţii anterioare [20], [21].

Aceste procedee noi de încercare, realizate într-un domeniu care părea a fi complet închis pînă în prezent, vor da posibilitatea de a se obţine caracteristicile mecanice corecte de forfecare pură ale metalelor şi sudurilor, care sînt de cea mai mare importanţă pentru construcţiile metalice şi piesele de maşini, servind la calculul şi dimensionarea elementelor la solicitările produse de către forţele tăietoare, insuficient cercetate pînă în prezent, cu toată importanţa lor din punctul de vedere al rezistenţei şi ruperii materialelor.

O extindere şi o generalizare a aplicării acestor procedee noi de încercare va deveni posibilă prin elaborarea unui standard experimental, care a fost propus de către Oficiul de stat pentru invenţii şi a cărui primă formă de anteproiect a fost redactată de către autor.

În sfîrşit, unele cercetări preliminare au fost făcute pentru aplicarea noului procedeu de încercare la forfecare pură a metalelor la solicitări dinamice prin şocuri, cum şi la solicitări variabile în mod periodic, conform indicaţiilor din lucrarea ,,Oboseala metalelor'' [22]. Faţă de rezultatele favorabile obţinute, încercările vor fi continuate în cursul acestui an, în scopul obţinerii unor date concludente, importante pentru calculul de rezistenţă al pieselor de maşini.

*

În afară de procedeele mai vechi necorespunzătoare, dintre care cel de forfecare realizat cu ajutorul unor fălci cu muchii ascuţite acţionînd în aceiaşi secţiune transversală a unei epruvete, care prezintă situaţia paradoxală de a nu produce nici măcar eforturi tangenţiale τ în secţiune, după cum s-a arătat în lucrările noastre anterioare, s-au făcut o serie de încercări mai noi de a se rezolva această problemă. Astfel, unele încercări, mai mult sau mai puţin favorabile, au fost făcute anterior de diferiţi cercetători, pentru rezolvarea parţială şi încă imperfectă a problemei încercării metalelor la forfecare pură, fără a se ajunge însă la o soluţionare justă din punct de vedere ştiinţific şi completă din punctul de vedere tehnic al aplicabilităţii ei la diferite feluri de materiale, aşa cum este cazul pentru procedeul descris în prezenta lucrare.

Cităm astfel procedeul american, folosit în mod curent în S.U.A. [23], acel al folosirii unei epruvete plate, prevăzute cu tăieturi înclinate la 45°, mergînd pînă în axa piesei la distanţe potrivite, această epruvetă fiind solicitată la o întindere axială. S-a presupus în mod simplificat, conform noţiunilor din rezistenţa materialelor, că efortul de întindere axială se transformă într-o lunecare longitudinală care duce la ruperea piesei în secţiunea axială dintre fundurile acelor tăieturi, numai sub acţiunea unor eforturi tangenţiale τ. În realitate nu s-a ţinut însă seamă în acest caz că starea de tensiuni din secţiune nu este atît de simplă, aşa cum este ea considerată în rezistenţa materialelor, ci este vorba de o situaţie mult mai complexă, a unei probleme plane din teoria elasticităţii.

Un studiu fotoelastic efectuat de autor asupra acestei probleme a dus la rezultatul concludent că în secţiunea de lunecare longitudinală se produc, în afară de eforturile tangenţiale τ_{xy}, şi eforturi normale σ_x şi σ_y, de repartiţii cu totul diferite de cea uniformă, cum şi cu concentrări de tensiuni în apropiere de fundurile tăieturilor.

O altă soluţie pe care o menţionăm este aceea a italianului Gatto, aplicată într-o lucrare prezentată la A.S.T.M. de către americanii Fenn şi Clapper [24], fiind folosită pentru încercarea aliajelor de aluminiu la forfecare pură, pe epruvete de forme cilindrice, prevăzute cu crestături de profil unghiular, produse în mod circular în dreptul secţiunii de rupere indicate. Deşi dispozitivul de încercare corespunde în principiu unei solicitări de forfecare pură din dreptul unui punct de moment nul al acelei epruvete, totuşi starea de tensiuni care duce la ruperea ei este o stare spaţială, iar concentrările de tensiuni produse din cauza crestăturilor circulare duc la repartiţii cu totul necunoscute şi nesigure de tensiuni pe secţiunea de rupere. Aceasta a dus la rezultate complet necorespunzătoare în studiul citat mai sus, cu împrăştieri de peste 10% la diferitele încercări efectuate.

De asemenea, cităm cu titlu de informaţie că există o cerere de brevetare înregistrată de către inginerul german W. Ruff din Frankfurt-am-Main, pentru un procedeu de determinare a rezistenţei la forfecare, cu lovire şi prin crestare, a materialelor metalice, în care forma epruvetei cu crestături este foarte apropiată de a noastră. Faptul că starea de solicitare folosită în acest procedeu este însă static nedeterminată şi că punctul de moment nul nu este stabilit cu precizie în dreptul secţiunii slăbite de către crestături, face ca acest procedeu să nu fie valabil în sensul urmărit de noi. Acest fapt a fost stabilit de altfel şi printr-o cercetare fotoelastică din care s-a constatat o repartiţie neuniformă a eforturilor tangenţiale pe acea secţiune, cum şi prezenţa unor concentrări puternice de tensiuni în dreptul fundului crestăturilor, ceea ce face ca procedeul să poată fi considerat doar drept o încercare de rezilienţă la forfecare.

Faţă de această situaţie, procedeul static de încercare la forfecare pură experimentat de autor prezintă avantajele de a duce la ruperea epruvetelor sub acţiunea unor eforturi tangenţiale pure, de valori maxime şi uniform repartizate pe acea secţiune de rupere, ceea ce a fost stabilit pe o bază ştiinţifică sigură, prin cercetări fotoelastice concludente, cum şi prin numeroasele încercări efectuate prin acest procedeu pînă în prezent.

---

[1] *Mohr, O.* Abhandlungen aus dem Gebiete der technischen Mechanik. Berlin, W. Ernst, 1906. [2] *Ros, M.* şi *Eichinger, A.* Die Bruchgefahr fester Körper. Zürich, EMPA, 1949. [3] *Beliaiev, N. M.* Rezistenţa materialelor, vol. **II** (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1956. [4] *Ponomariov, S. D., Biderman, V. Z., Liharev, C. K., Makusin, V. M., Malinin, N. N.* şi *Feodosiev, V. I.* Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. **I** (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1960. [5] *Nadai, A.* Theory of Flow and Fracture of Solids. New York, Mc Graw Hill, 1950. [6] *Marin, J.* Mechanical Behaviour of Engineering Materials. Londra, Ed. Prentice-Hall International, 1962. [7] *Frocht, M. M.* Photoelasticity, vol. **I** şi **II**. New York. John Willey, 1948—1949. [8] *Pirard, A.* La Photoélasticité. Paris. Dunod, 1947. [9] *Mesmer, G.* Spannungsoptik. Berlin, Springer, 1939. [10] *Föppl, L.* şi *Mönch, E.* Praktische Spannungsoptik. Berlin, Göttingen, Heidelberg, Springer Verlag, 1959. [11] *Wolf, H.* Spannungsoptik. Berlin, Göttingen, Heidelberg, Springer Verlag, 1961. [12]. *Iosipescu, N.* Introducere în fotoelasticitate, vol. **I** şi **II**. Bucureşti, Editura tehnică, 1958—1960. [13] Descrierea invenţiei nr. 42.082. Procedeu de încercare statică, epruvetă şi dispozitiv de solicitare pentru determinarea rezistenţei oţelului la forfecare pură — D.G.M.S.I.—O.S.I. Bucureşti, Editura ESIP, 1963. [14] *Iosipescu, N.* Cercetări fotoelastice asupra unui procedeu corect de încercare la forfecare pură a materialelor. În: Studii şi cercetări de mecanică aplicată, **13**, nr. 2, 1962. [15] *Iosipescu, N.* Photoelastic Investigation on an accurate Procedure for the pure Shear Testing of Materials. In : Revue de mécanique appliquée (R.P.R.) **8**, nr. 1, 1963. [16] *Iosipescu, N.* Stabilirea şi experimentarea unui procedeu nou pentru încercarea oţelurilor la forfecare pură. În : Studii şi cercetări de mecanică aplicată **14**, nr. 2, 1963. [17] *Iosipescu, N.* Aplicarea unui procedeu nou de încercare la forfecare pură a oţelurilor pentru studiul rezistenţei sudurilor în capete. Comunicare la a IV-a Consfătuire de sudură şi încercări de metale (Timişoara). Bucureşti, I.D.T. 1962, [18] *Iosipescu, N.* Consideraţii asupra unei soluţii practice a problemei forfecării pure stabilită pe cale fotoelastică. În: Analele Universităţii Bucureşti, Seria ştiinţele naturii, matematică-fizică (**39**), 12, 1963. [19] *Iosipescu, N.* şi *Huidu, T.* Studii fotoelastice asupra repartiţiei tensiunilor tangenţiale la un procedeu nou de încercare la forfecare pură. În : Analele Universităţii Bucureşti, Seria ştiinţele naturii, matematică-fizică (**40**), 12, 1963. [20] *Iosipescu, N.* şi *Iacovachi, I.* Propunere pentru o standardizare pe scară internaţională a încercării lemnului la forfecare pură. În: Standardizarea **16**, nr. 3, 1964. [21] *Ciufu, V.* şi *Iosipescu, I.* Experimentarea unui procedeu nou de încercare a betoanelor. În : Revista construcţiilor şi a materialelor de construcţii **15**, nr. 9, 1963. [22] *Nădăşan, St., Horovitz, B., Bernath, Al.* şi *Safta, V.* Oboseala metalelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1962. [23] *Davis, H., Troxel, G. E.* şi *Wiscocil, G. T.* The Testing and Inspection of Engineering Materials. New York, Mc Graw Hill, 1955. [24] *Fenn, R. W.* şi *Clapper, P.* Evaluation of Test Variables in the Determination of Shear Strength. In : Proceedings of the American Society for Testing Materials, vol. **56**, 1956.

CZ 621.924.9

Influența cineticii amestecului abraziv asupra formei constructive a ajutajelor pentru sablaj

GRIGORE DOBRESCU și AUREL MUNTEANU

Creșterea continuă a calității pieselor de mașini în etapa actuală a devenit o preocupare fundamentală a tuturor unităților economice, calitatea determinînd criteriul comercializării produselor și posibilitatea de extindere a rețelei comerciale, atît pe plan intern, cît și extern.

Procesele tehnologice de prelucrare la cald a pieselor semifabricate sau finite, cum și tratamentele termice primare sau secundare la care sînt supuse piesele în fluxul lor tehnologic, implică aplicarea operațiilor de curățare chimică, fizică, respectiv mecanică, a suprafețelor de oxizi ce rezultă în timpul procesului termic de încălzire în atmosfera oxidantă a cuptorului.

Curățarea mecanică cu jet de alice sau nisip a suprafețelor pieselor s-a extins atît în sectoarele de turnătorii, forje, cît și de tratament termic.

Adoptarea metodei mecanice de curățare a suprafețelor pieselor este determinată de precizia și calitatea impusă suprafețelor. Sablarea cu alice prezintă inconvenientul că jetul de alice, proiectat prin intermediul aerului comprimat, degradează suprafețele, motiv pentru care — în cazul pieselor supuse tratamentului termic secundar sau forjate și turnate prin procedee moderne care asigură un înalt grad de precizie — domeniul lor de utilizare este limitat.

Metoda utilizată frecvent pentru curățarea mecanică a suprafețelor pieselor tratate termic și executate prin procedee de turnare sau forjare de înaltă precizie este sablarea cu jet de nisip.

In cazul sablării cu jet de nisip, camerele de sablaj, indiferent de principiul de funcționare, pe bază de absorbție, gravitațional sau de refulare, au, drept element terminal pentru proiectarea jetului de nisip sub presiune, ajutaje de diferite forme.

Durabilitatea ajutajelor de sablaj se consideră determinată nu atît de forma lor constructivă, cît de calitatea și proprietățile mecanice ale materialelor din care se execută ajutajul.

Un studiu amănunțit al cineticii amestecului abraziv prin canalul ajutajului, ținînd seamă de fenomenele aerodinamice care se produc în timpul mișcării fluidului abraziv, demonstrează că la construcția ajutajelor actuale nu s-a avut în considerare natura acestor fenomene, forma constructivă a ajutajelor constituind parametrul determinant al durabilității lor.

Astfel, datorită formei constructive a ajutajelor actuale, curgerea amestecului abraziv prin secțiunea ajutajului devine similară cu curgerea fluidelor din rezervoare prin orificii de secțiuni mici și lungimi mari, factori ce favorizează apariția fenomenului de contracție a jetului de fluid, cauza uzurii premature a ajutajelor actuale.

In cazul ajutajelor clasice, diametrul orificiilor variază între 4 și 20 mm, iar lungimea lor este determinată de diametrul ajutajului. Astfel, pentru ajutaje cu $d < 8$ mm, $l = (10 - 20)\ d$, iar pentru ajutaje cu $d > 8$ mm, $l = (14 - 15)\ d$.

Fenomenul de contracție generat de influența lungimii ajutajului se explică în modul precizat în continuare.

La intrarea amestecului fluid (aer + nisip) în ajutaj, apoi în corpul ajutajului, se produc reduceri bruște de secțiune, respectiv contracții ale tubului de curent. Efectul lor în corpul ajutajului duce la :

$$A_2 < A_1,$$

A_2 fiind secțiunea tubului de curent în ajutaj (secțiunea contractată);

A_1 — secțiunea minimă a ajutajului.

Acest fenomen se pune în evidență în figura 1, care arată curgerea amestecului fluid prin furtun și ajutaj.

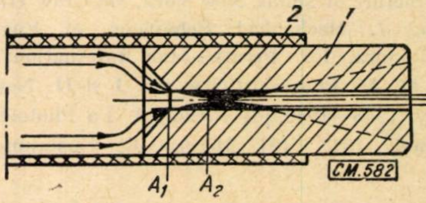


Fig. 1

Producerea fenomenului de contracție se datorește îngrămădirii spre zona centrală a fasciculului liniilor de curent, astfel că pe liniile de curent din zona peretelui apar și viteze radiale. Viteza particulelor mărginașe este deci rezultanta dintre viteza axială și cea radială.

In zona de contracție se produce o turbionare, iar regimul de curgere devine mai pronunțat turbulent.

Datorită creșterii vitezei particulelor din secțiunea minimă, se produce o creștere a energiei cinetice $W_c = \frac{mv}{2}$, ceea ce duce nemijlocit la o uzură accentuată a materialului ajutajului, agravată şi de prezenţa nisipului antrenat, care lucrează ca material abraziv.

Regimul turbulent de curgere a fluidului abraziv prin ajutaj se caracterizează deci şi prin mişcarea radială a particulelor avînd tendinţa de egalizare a distribuţiei vitezelor. Datorită turbulenţei, viteza capătă în acest caz o variaţie pulsatorie în timp (fig. 2), variind în jurul unei valori medii, astfel că diferenţa dintre viteza instantanee şi viteza medie este viteza de pulsaţie v' :

$$v' = v - v_m .$$

Apariţia vitezei de pulsaţie în timpul curgerii fluidului prin ajutaj are ca efect un consum suplimentar de energie, deci o creştere a pierderilor.

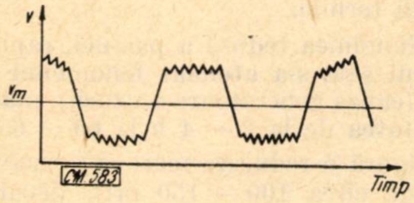


Fig. 2

Datorită creşterii gradului de turbulenţă şi deplasării radiale, particulele abrazive antrenate de aer ajung în contact direct cu peretele ajutajului, ducînd la uzură, rugozitatea suprafeţei influenţînd valoarea pierderilor de energie.

Specific regimului de curgere turbulent, în zona de contact al fluidului cu peretele ajutajului se creează un strat limită laminar, a cărui grosime depinde de gradul de turbulenţă, de rugozitate şi de viteza fluidului, adică de valoarea numărului Reynolds, Re :

$$\mathrm{Re} = \frac{v_m D}{\nu},$$

în care :

v_m este viteza medie a fluidului, m/s ;

D — diametrul ajutajului, mm ;

ν — viscozitatea cinematică, m^2/s.

Explicarea acestor fenomene concordă cu tendinţa naturală a uzurii ajutajului (fig. 1), indicată punctat, şi corespunde tendinţei tubului de curent de a reveni la secţiunea iniţială.

Valoarea pierderilor ce se produc poate fi calculată folosind relaţia Bellanger — Borda — Carnot :

$$h = \frac{v_m^2}{2g}\left(1 - \frac{A_2}{A_1}\right)^2.$$

In funcţie de coeficientul de pierderi locale, relaţia de calcul al pierderilor se poate exprima şi astfel :

$$h = \frac{v_m^2}{2g}\zeta.$$

Reducerea pierderilor prin reducerea coeficientului ζ se poate asigura respectînd următoarele cerinţe constructive :

— evitarea muchiilor ascuţite la secţiunea de intrare a amestecului fluid în ajutaj, prevăzîndu-se raze de racordare (fig.3) ;

— reducerea lungimii h a ajutajului, care contribuie la atenuarea fenomenului de contracţie, generator al uzurii premature a ajutajelor clasice, indiferent de calitatea şi proprietăţile mecanice ale materialelor din care se execută.

Aceiaşi parametri constructivi ai ajutajului evită şi reducerea debitului de fluid, a cărui valoare este determinată de relaţia :

$$Q = \mu A v,$$

unde :

μ este coeficientul de curgere prin orificii ($\mu = 0{,}6 - 0{,}64$) ;

v — viteza de curgere a fluidului ;

A — secţiunea ajutajului.

Prin modificarea constructivă a ajutajelor (fig. 3), preconizînd ajutaje cu pastile amovibile, se constată că, reducîndu-se lungimea h, se atenuează fenomenul de contracţie, deci implicit uzura lor prematură.

Valoarea optimă a lungimii ajutajului de sablaj, respectiv a pastilei 3 ca element activ, se va determina folosind relaţia recomandată în literatură pentru curgerea fluidelor :

$$h = (3 - 5)\,d,$$

în care d este diametrul ajutajului.

Pe baza unor experimentări sugerate de considerentele teoretice expuse, reducîndu-se continuu valoarea lungimii, s-a determinat lungimea optimă a pastilei :

$$h = (0{,}8 - 0{,}95)\,d,$$

în care d este diametrul ajutajului.

Forma constructivă a ajutajului corespunde unei bucle de sinusoidă danaidă, evitînd astfel şi muchiile în secţiunea de intrare a fluidului în pastila ajutaj.

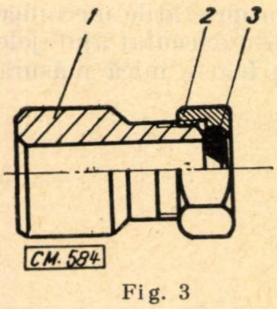


Fig. 3

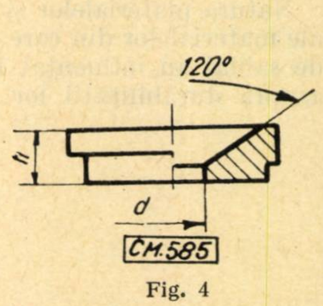


Fig. 4

In această secţiune, trecerea amestecului abraziv se va realiza prin intermediul unui unghi incident optim, stabilit experimental la 120° (fig. 4) sau prin intermediul racordării orificiului printr-o curbă danaidă (fig. 5). Stabilirea lungimii pastilei în funcţie de diametrul ajutajului rezultă grafic folosind

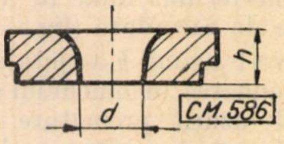


Fig. 5

diagrama din figura 6, care reprezintă variaţia funcţiei $h = f(d)$, din care se obţine:

$$h = 0{,}9\ d.$$

In concluzie, tipul de ajutaj cu pastilă amovibilă construit şi experimentat este utilizat în mod curent, în prezent, în multe întreprinderi metalurgice, ca IMUM, Uzinele ,,Steagul roşu" - Braşov, ,,Semănătoarea"-Bucureşti etc. Acest ajutaj a fost creat pe baza unui studiu minuţios al fenomenelor se ce produc în timpul curgerii fluidului prin ajutajul de sablaj şi duce la o serie de concluzii utile.

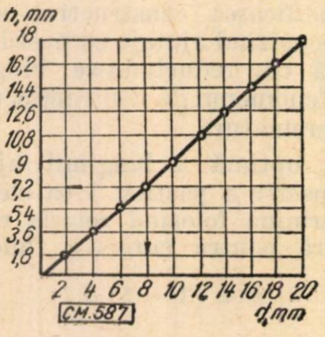


Fig. 6

Forma constructivă a ajutajelor de sablaj fără pastile amovibile, datorită lungimii mari a ajutajului raportată la diametrul său, nu constituie varianta constructivă optimă, neputîndu-se atenua fenomenul de contracţie; rezultă uzuri premature şi un ciclu de utilizare de maximum 2 — 4 h.

Natura materialelor şi proprietăţile mecanice ale materialelor din care s-au executat ajutajele de sablaj au influenţat în foarte mică măsură asupra durabilităţii lor.

Se menţionează că în cadrul IMUM s-au experimentat ajutaje cu canal activ încărcat cu relit, ajutaje turnate din fontă cu miez metalic pentru obţinerea unui strat dur de cementită în zona orificiului ajutajului şi chiar ajutaje cu canal din pastile dure (widia).

Durata de utilizare a tuturor acestor tipuri de ajutaje a fost de maximum 10 — 13 h.

Ajutajele cu canale din pastile widia, foarte casante, nu prezintă rezistenţă la şocuri mecanice, implicînd îmbrăcarea corpului ajutajului în manşoane de cauciuc ca element amortizor la şocuri.

La ajutajele cu pastilă amovibilă, elementul care suportă uzura îl constituie pastila interschimbabilă, executată din fontă cenuşie turnată în cochilie sau chiar din OL 38, OLC 16 etc., netratată termic.

Prin lungimea redusă a pastilei, raportată la diametrul său, s-a atenuat fenomenul de contracţie (cauza generatoare a uzurii), mărindu-se durabilitatea de la 2 — 4 h la 60 — 65 h.

Se asigură o reducere mare a consumului de metal (de circa 100 — 150 ori), deoarece elementul ce suportă uzura are greutate minimă faţă de corpul propriu-zis al ajutajului, a cărui durabilitate se măreşte de la 2 — 4 h la 600 — 700 h.

Piuliţa, ca organ de asamblare a pastilei la corpul ajutajului, practic nu suportă uzură, fiind organ exterior care nu vine direct în contact cu fluidul abraziv.

Se reduce volumul de manoperă consumat pentru prelucrare, atît prin creşterea ciclului de utilizare a ajutajului considerat ca unitate, cît şi prin evitarea executării corpului ajutajului.

Extinderea utilizării noului tip de ajutaj cu pastilă amovibilă asigură importante economii de material, greutatea ajutajelor reducîndu-se de la circa 1,2 kgf la 0,052 kgf (greutatea pastilei).

Noua formă constructivă a ajutajului de sablat este deci justificată, luînd în considerare toată complexitatea fenomenelor fizice care se produc în timpul curgerii fluidului prin ajutaj. Se evită astfel utilizarea materialelor dure, cu preţ de cost ridicat, tendinţă ce s-a constatat în tehnica mondială.

CZ 621.981.23

Curbarea ţevilor de construcţie

GAVRILĂ RUICAN

Utilizarea ţevilor curbate ca elemente de rezistenţă nu constituie astăzi o problemă din punctul de vedere al metodelor de calcul. Influenţa curbării asupra caracteristicilor mecanice ale materialului în zonele de curbură reprezintă însă o problemă mai puţin studiată. Aprofundarea ei poate duce la rezultate şi precizări interesante în ceea ce priveşte atît caracteristicile mecanice ale materialului în zonele de curbură, cît şi procedeele tehnologice de execuţie a curbării ţevilor.

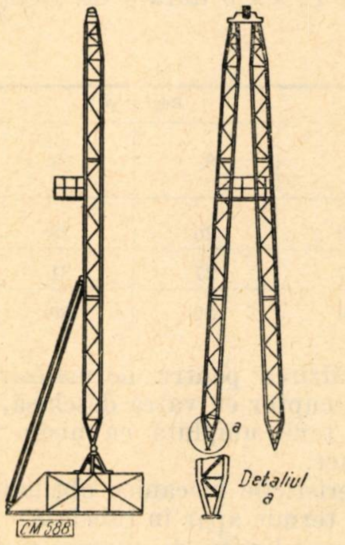


Fig. 1

Un exemplu concret îl oferă montanţii cu curbură de la turlele de foraj (fig. 1).

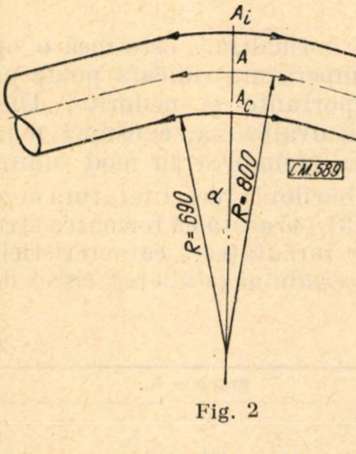


Fig. 2

Secţiunea montanţilor din ţeava care se curbează variază de la 120 pînă la 240 mm diametru. Raza curbei prevăzută de constructor pentru curbe la 45° este de $R = 800$ mm (fig. 2)

Curbarea ţevilor se face prin umplere cu nisip şi la cald.

Umplerea cu nisip asigură menţinerea ovalizărilor în limite admisibile.

Incălzirea pe zona de curbare se face într-un cuptor cu vatră deschisă (fig. 3).

Aducerea ţevii la curbură cu raze de 800 mm se face cu ajutorul dispozitivului din figura 4, pe care sînt montate şablonul *1* şi dornurile de ghidare *2*, trăgîndu-se cu un granic de unul din capetele ţevii.

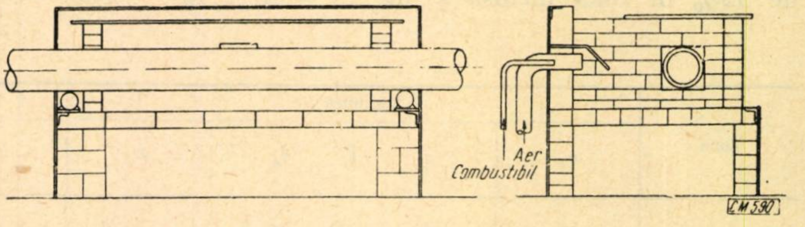


Fig. 3

Pentru o ţeavă de 219 x 9, din OLT 45, curbată prin acest procedeu s-au făcut măsurările precizate în continuare.

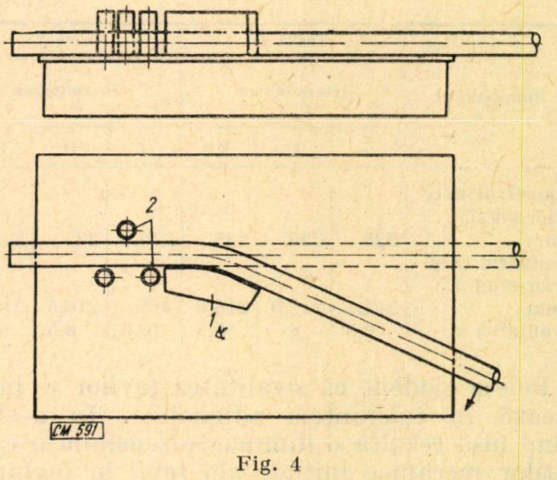


Fig. 4

Compoziţia chimică a materialului considerat (CO, 21 %, Si 0,25%, Mn 0,60%, Si 0,024%, *P* 0,027%) şi caracteristicile mecanice ($\sigma_r = 45 - 55$ kgf/mm², $\sigma_c =$ minimum 26 kgf/mm², $\delta_5 =$ minimum 21%) îl încadrează în limitele date de STAS 2881—51.

Ţinînd seamă de notaţiile şi indicaţiile din figura 5 (*1* — *5* regiuni din tronsonul considerat; Z_i = zonă întinsă; Z_n = zonă neutră, Z_c = zonă comprimată) s-au prelevat epruvete din fiecare zonă a regiunilor *1* şi *5*.

S-au obţinut rezultatele din tabela 1.

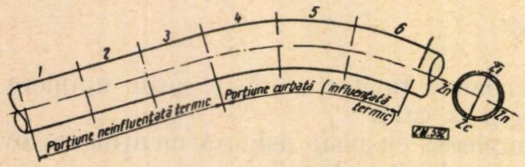

1
2
3
4
5
6
Porţiune neinfluenţată termic
Porţiune curbată (influenţată termic)
Zn
Zi
Zn
Zc

Fig. 5

Trebuie remarcată scăderea sensibilă a limitei de curgere : în medie de 28% pe toate zonele, de 32% în zona întinsă şi de 24 — 25% în celelalte zone. Procedeul de curbare la cald şi de umplere cu nisip măreşte plasticitatea materialului.

Tabela 1

Zona	Regiunea *1*				Regiunea *5*			
	σ_r	σ_c	δ_5	K_n	σ_r	σ_c	δ_5	K_n
Întinsă	50	38	25	15,8	46	26	28	14,4—11,8
Comprimată	50	36	28	14,7—16,1	47	27	31	15,0—16,0
Neutră	50	39	25	14,6—14,3	46	29	30	15,5—13,1

In tabela 2 se prezintă ovalizările măsurate la două ţevi de 219 x 9, curbate la $R = 800$ mm cu ajutorul procedeului considerat.

Tabela 2

Dimensiunea	Ţeava *1*			Ţeava *2*		
	determinarea			determinarea		
	I	II	III	I	II	III
Diametrul exterior maxim, mm	225	225	225	225,5	225	224,5
Diametrul exterior minim, mm	212,5	217,0	216,5	215	216,5	216,5
Ovalitatea	9,5	8	5,5	10,5	8,5	8,0

Reiese evident că ovalitatea ţevilor se încadrează în toleranţele admisibile. In acelaşi timp însă rezultă o diminuare sensibilă a calităţilor mecanice iniţiale ale ţevii în regiunea curbată.

Cercetările şi încercările făcute în scopul îmbunătăţirii metodei uzuale de curbare a ţevilor pentru turlele de foraj au fost orientate în următoarele direcţii :

— obţinerea unor caracteristici mecanice în zona curbată, egale sau cît mai apropiate de cele iniţiale, prin aplicarea unui tratament termic corespunzător la ţevile curbate la cald umplute cu nisip ;

— curbarea la rece, urmată de tratament termic ;

— curbarea la cald, fără umplere cu nisip.

Astfel regiunile *5* şi *6* indicate în figura 5 au fost supuse unei operaţii de normalizare la 860 — 880°C, cu o durată de menţinere de 20 min. Incălzirea pentru normalizare s-a făcut în acelaşi cuptor cu vatră deschisă, folosit şi la curbarea ţevii umplută cu nisip. Răcirea s-a făcut în aer.

Caracteristicile mecanice obţinute după tratamentul termic apar în tabela 3.

Se vede că limita de curgere a crescut de la 26 kgf/mm² la 32 kgf/mm², apropiindu-se de limita de curgere a regiunilor neinfluenţate ($\sigma_c = 38 - 39$ kgf/mm²).

Rezultatele din tabela 3 arată că procedeul de curbare la cald şi umplere cu nisip a ţevilor montanţilor turlelor de foraj este raţional din punct de vedere tehnic, dacă se aplică şi o normalizare.

Operaţia de normalizare este însă o operaţie greoaie, iar temperatura ridicată poate produce deformări importante şi nedorite. Umplerea cu nisip evită ovalizarea, consumă manoperă multă, operaţia făcîndu-se în mod rudimentar.

In cazul curbărilor la rece, literatura de specialitate [1], [2], [3], [4] arată că formarea structurii grosolane, care înrăutăţeşte caracteristicile mecanice ale materialului (scăderea cifrei de rezi-

Tabela 3

Zona	Regiunea *3*				Regiunea *6*			
	σ_r	σ_c	δ_5	K_n	σ_r	σ_c	δ_5	K_n
Întinsă	51	39	25	12,9—14,3	47	32	26	16,4—12,5
Comprimată	50	38	26	13,9—14,3	47	33	26	16,3—17,9
Neutră	50	38	23	13,2—12	48	31	27	16,9—17,5

lienţă, începerea îmbătrînirii, tendinţa de formare a fisurilor), începe la un grad de ecruisare de 5 — 15%, respectiv cînd alungirea fibrei exterioare după curbare este de 5 — 15% faţă de fibra neutră. Cu cît raza la care se face curbarea este mai mică, cu atît efectul ecruisării este mai pronunţat.

Gradul de ecruisare ϑ se determină, în funcţie de raza de curbare R şi de distanţa e a fibrei exterioare de fibra neutră a ţevii, cu relaţia :

$$\vartheta = \frac{100\,e}{R}.$$

Aplicînd această relaţie la două ţevi cu diametrele de 160 şi 219 mm, ambele curbate după o rază de 800 mm, se obţine un grad de ecruisare de 10%, respectiv 14 %.

S-au curbat apoi mai multe ţevi cu diametrul de 219 mm cu o maşină orizontală de curbat (fig. 6). Curbarea s-a făcut la rece şi fără umplere cu nisip. Matriţa folosită la curbare evită ovalizările ţevii.

Din cauza razei mici de curbare, în raport cu secţiunea, ţeava s-a deformat, apărînd în partea comprimată două pliuri destul de pronunţate. Ţeava cu diametrul de 219 mm, curbată la o rază de 690 mm şi un unghi de 21°, a pluşat, apărînd două pliuri destul de pronunţate ; la unghiul de 7° curbura s-a făcut însă fără deformaţii.

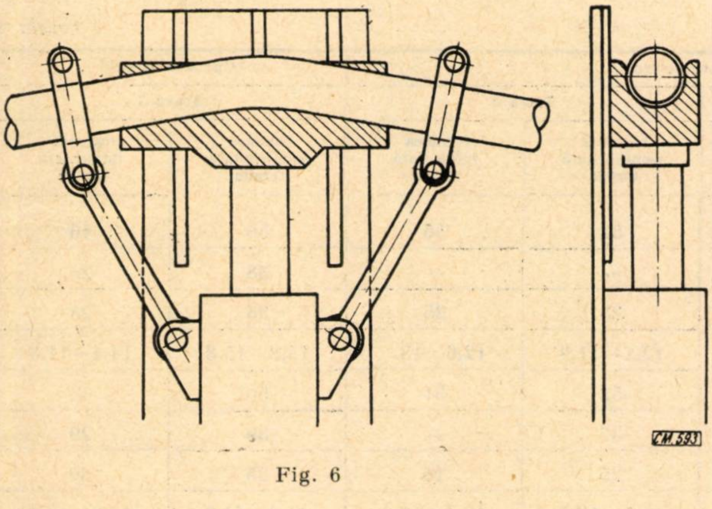


Fig. 6

Raza de curbare, corespunzătoare unghiului de 7°, este :

$$\partial_7 = \overline{A}_i - \overline{A} = \frac{\pi}{180}\cdot\frac{d}{2}\cdot\alpha^\circ = \frac{3{,}14}{180}\cdot\frac{219}{2}\cdot 7 =$$

$$= 13{,}4\ \text{mm} ;$$

$$\partial_{21} = \frac{3{,}14}{180}\cdot\frac{219}{2}\cdot 21 = 40{,}2\ \text{mm} ;$$

$$\frac{\partial_7}{R} = \frac{\partial_{21}}{R_x} ; \quad R_x = \frac{690}{13{,}4}\cdot 40{,}2 = 2070\ \text{mm}.$$

In cazul turlei TMA-200, modificarea razei de curbare a montanţilor tronsoanelor extreme

Tabela 4

Raza de curbare	800 mm						1 600 mm		
Ţeava	1			2			3		
Determinarea	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Diametrul exterior maxim, mm	225	225	224,5	224,5	224	225	225,5	225	225,5
Diametrul exterior minim, mm	207	211	212	205	210	212	209	209	212
Ovalitatea	18	14	12,5	19,5	14	13	16,5	16	12,5

Raza de curbare	2 100 mm														
Ţeava	4			5			6			7			8		
Determinarea	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Diametrul exterior maxim, mm	224	223	222	223,8	224	223,8	223	223	223	223	223	223	223,5	223,5	223,5
Diametrul exterior minim, mm	212	212	215,5	213	211,5	213	213	212	213	215	216	217,5	215	213	215
Ovalitatea	12	11	6,5	10,8	12,5	10,8	10	11	10	8	7	4,5	8,5	10,5	8.5

nu influenţează în mod practic forma constructivă a turlei. Din punctul de vedere al rezistenţei, comportarea turlei este îmbunătăţită prin transmiterea mai favorabilă a fluxului de forţe.

S-au măsurat, de asemenea, şi ovalităţile la o serie de ţevi cu diametrul de 219 mm, curbate la rece după diferite raze, fără umplere cu nisip. Rezultatele acestor măsurări sînt date în tabela 4.

Măsurările din tabela 4 arată că ovalitatea scade cu creşterea razei de curbare şi confirmă ca indicată, şi din acest punct de vedere, utilizarea razei de curbare de 2 100 mm la montanţii turlelor TMA — 200.

Tabela 5

Grosimea peretelui, mm	Ţeava		
	5	*6*	*7*
Zona neinfluenţată	8,8	8	9,87
Zona întinsă	8,8	7,60	9,50
Zona comprimată	9,32	8,08	10,05
Abateri la grosimea peretelui, %	0/0,52	−0,4/0,08	−0,37/0,17

La ţevile de 219 x 9, curbate cu raza de 2 100 mm, s-a urmărit şi gradul de subţiere a ţevii în regiunea curbată.

Rezultatele acestor măsurări sînt date în tabela 5.

Caracteristicile mecanice determinate pe epruvetele luate din zona influenţată şi neinfluenţată sînt cele din tabela 6.

Din rezultatele specificate în tabela 6 reiese :

— neomogenitatea caracteristicilor mecanice în cele trei zone ;

— curbarea la rece a dus la mărirea rezistenţei la rupere, fără a se remarca o scădere a rezilienţei;

— alungirea a scăzut numai într-un caz : în zona neutră.

Pentru a vedea în ce măsură tratamentul termic după curbare poate îmbunătăţi caracteristicile mecanice s-au luat epruvete din zona influenţată şi din cea neinfluenţată termic, o parte din epruvete fiind supuse unui tratament de revenire, iar restul, unui tratament de normalizare.

Revenirea s-a făcut cu încălzire în cuptorul deschis unde s-a făcut curbarea, temperatura de revenire fiind 550 — 600°C.

Normalizarea s-a realizat în acelaşi cuptor, la o temperatură de 860 — 880°C, cu o durată de menţinere de 20 min, răcirea făcîndu-se în aer liniştit.

In tabela 7 apar caracteristicile mecanice obţinute de tratamentul termic de revenire (ţevile *1* şi *2* curbate la rece, iar ţeava *3*, la cald).

Tabela 8 cuprinde valorile caracteristicilor mecanice determinate prin tratamentul de normalizare (*1* şi 2 curbate la rece, iar *3*, la cald).

Tabela 6

Zona	Caracteristica mecanică	Curbare la rece				Curbare la cald	
		Ţeava *1*		Ţeava *2*		Ţeava *3*	
		regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic	regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic	regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic
Întinsă	σ_r	51	54	52	56	50	46
	σ_c	—	—	—	—	38	26
	δ_5	30	21	23	25	25	28
	K_n	13,0—9,9	12,2—12,0	12,1—11,9	12,6—13	15,8—15,8	14,4—11,8
Neutră	σ_r	51—50	51—51	52	51	50	46
	σ_c	32—31	—	37	—	39	29
	δ_5	26—26	25,4—27,5	25	16	25	30
	K_n	9,1—12,5	12,2—13	12,5—12,5	13,4—13,8	14,6—14,3	15,8—13,1
Comprimată	σ_r	51	50	49	50	50	47
	σ_c	—	—	35	—	36	27
	δ_5	30	28	21	21	28	31
	K_n	13—9,9	12—12,2	11,9—12,8	11,1—12,5	14,7—16,1	15,0—16,0

Abaterile în minus la grosimea peretelui sînt sub 5%.

Pentru a se vedea influenţa curbării la rece asupra caracteristicilor mecanice s-au curbat trei ţevi de 219 x 9 la $R=2\,100$ mm (două ţevi la rece, cu presa orizontală şi o ţeavă prin umplere cu nisip la cald).

Rezultatele arată că tratamentele termice aplicate nu au reuşit să amelioreze caracteristicile mecanice pe care le prezintă materialul după curbare. În plus, deoarece încălzirea pentru normalizare s-a făcut într-un cuptor cu vatra deschisă, s-au măsurat coarda şi săgeata curbei ţevii înainte şi după tratament. Rezultatele redate în tabela 9 dovedesc că normalizarea nu deformează curba ţevii.

S-au făcut apoi încercări de curbare pe ţevile cu 219 x 9, prin tragere la cald, fără umplere cu nisip.

Tabela 7

Zona	Caracteristica mecanică	Teava 1		Teava 2		Teava 3	
		regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic	regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic	regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic
Întinsă	σ_r	50	52	51	51	48	46
	σ_c	33	31	38	—	38	—
	δ_5	31	26	26	24	25	25
	K_n	13,8 ;13	13,5 ;12,7	10,6—13,2	12,4—11,6	13,5—13,0	16,0—14,3
Neutră	σ_r	51,52	51—51	50	50	50	46
	σ_c	34,32	33	38	—	39	—
	δ_5	30,30	26—26	26	24	25	27
	K_n	12,4—15,9 12,4—13,0	13,7—12,2 12,7—13	12,9—12,4 12,9—11	11—12,4	13,4—14,5	16—15,1
Comprimată	σ_r	51	52	50	50	49	46
	σ_c	33	35	—	—	37	33
	δ_5	27	24	23	25	29	24
	K_n	14,1—13,9	11,2—12,4	11,8—12	12—12,5	12,5—13,00	14,8—15,3

In tabela 10 sînt cuprinse caracteristicile mecanice măsurate la probele din ţevile curbate la cald, fără umplere cu nisip, comparativ cu cele curbate la cald şi umplute cu nisip. Din datele prezentate rezultă că prin curbarea la cald, cu umplere cu nisip, se obţin caracteristici de rezistenţă mai scăzute decît în cazul curbării la cald, fără umplere cu nisip, la aceleaşi valori de alungire.

Tabela 8

Zona	Caracteristica mecanică	Teava 1		Teava 2		Teava 3	
		regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic	regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic	regiunea neinfluenţată termic	regiunea influenţată termic
Intinsă	σ_r	50	50	50	55	50	47
	σ_c	33	33	—	—	38	32
	δ_5	29	34	22	16	26	26
	K_n	14,4—14,7	14—14,8	11,5—13,9	11,3—11,7	13,9—14,8	16,4—12,5
Neutră	σ_r	50—49	51—49	49	47	50	48
	σ_c	35—34	34—33	—	—	38	31
	δ_5	26—28	20—29	23	27	23	27
	K_n	14,8 ;16,6 ; 14,4	14,9 ;16,8 ; 15,4 ;15,0; 14,9	11,7—11,1	11,0—11,9	13,2—12	16,9 ;17,5
Comprimată	σ_r	50	50	51	49	50	47
	σ_c	33	34	—	—	38	33
	δ_5	29	30	19	27	26	26
	K_n	14,1—14,7	12,8—15,3	12,5—13,4	11,0—11,9	13,9—14,8	16,3—17,9

Deoarece în unele cazuri curbarea la cald are loc în afara atelierului, s-a căutat să se stabilească influenţa unei atmosfere cu umiditate maximă asupra curbării la cald, fără umplere cu nisip.

S-a curbat o ţeavă de 219 x 9, încălzită pînă la 900°C, care a fost stropită cu apă în timpul operaţiei de curbare.

Caracteristicile mecanice, măsurate după executarea curbării în condiţiile arătate sînt cele din tabela 11.

Tabela 9

	Inainte de normalizare	După normalizare
Coarda	2 090, 2 090	2 090
Săgeata	125, 130	125

Nu se poate deci afirma că executarea curbării la cald, fără umplere cu nisip, dar cu stropire cu apă, duce la modificări sensibile ale caracteristicilor mecanice.

Tabela 10

Felul curbării	Curbare la cald							
	fără umplere cu nisip				cu umplere de nisip			
Caracteristica mecanică	σ_r	σ_c	δ_5	K_n	σ_r	σ_c	δ_5	K_n
Zona întinsă	48,3	34	28	15,2	51	36	28	14,8
Zona neutră	48,5	34	29,6	—	49	33	30	—
Zona comprimată	47,7	32,3	31	14,8	43	26	25	14,5

Rezultatele determinărilor considerate permit următoarele concluzii :

— Incercările şi măsurările efectuate au arătat că procedeul de curbare la cald, cu umplere cu nisip, a ţevilor de construcţie, produce o micşorare a caracteristicilor mecanice în regiunea curbată şi o mărire a plasticităţii materialului. Aplicarea şi a unui tratament termic de normalizare este raţională, dar măreşte costul prelucrării.

Tabela 11

Caracteristica mecanică	σ_r	σ_c	δ_5	K_n
Zona întinsă	49	35	31	15,61—16,4
Zona neutră	49	29	31	—
Zona comprimată	49	29	31	16—13

— Curbarea la rece poate fi făcută la raze de curbare corespunzătoare unor grade de ecruisare îmbunătăţite, respectînd deformaţiile specifice.

Caracteristicile mecanice au o distribuţie neomogenă în zonele de curbare.

Aplicarea unui tratament termic de normalizare sau revenire nu reuşeşte să aducă la nivelul iniţial valorile caracteristicilor mecanice.

— Curbarea la cald, fără umplere cu nisip, duce la aceleaşi valori ale caracteristicilor mecanice ca şi în cazul curbării la cald cu umplere cu nisip, dar simplifică operaţia de curbare prin eliminarea umplerii cu nisip. Este necesară continuarea cercetărilor şi experimentării acestui procedeu.

— In toate cazurile abaterile la ovalitate au fost admisibile sau sub cele admisibile, fiind indicat a se face operaţia de curbare cu o maşină de curbat orizontală.

---

[1] *Jackwitz, H.* Versuche mit Schweissungen an Kaltverformten Blechen. In : Schweisstechnik, nr. 8, 1957. [2] *Beckert, M.* Schweissbarkeit kaltverformten Baustähle. In : Schweisstechnik, nr. 7, 1963. [3] STAS 830—960. [4] *Sinzburg, L.* Sic — Indoirea ţevilor la locul de montaj. Moscova, 1957 (trad. I.D.T.) [5] *Sirokov, S.* Cartea cazangiului. Moscova, Maşghiz, 1963 (trad. Editura tehnică, 1962).

Documentare

Motor Diesel Ruston în doi timpi, de 8 000 CP. In : Gas and Oil Power, martie-aprilie 1965.

Uzinele Ruston din Lincoln, Anglia, au elaborat un motor Diesel de mare putere, care foloseşte în construcţia sa principiul cadrului spaţial, astfel încît forţele de ardere care acţionează asupra chiulasei să fie transmise la palierele principale pe cel mai scurt drum posibil şi cu folosirea cantităţii minime de material. Un astfel de cadru poate fi realizat extrem de rigid la o greutate redusă, iar eforturile în toate elementele sale pot fi calculate în limite acceptabile. După o serie de încercări pe modele de carton şi de lemn de balsa, s-a trecut la cercetări structurale pe modele din materiale plastice. Munca de elaborare a motoarelor prototip, începută în 1960, a dus în 1962 la realizarea a două motoare experimentale cu cîte patru cilindri. Primul a fost pus să funcţioneze într-un singur cilindru şi a început să fie încercat în luna mai 1963 pentru punerea la punct a distribuţiei. Apoi, funcţionînd în trei cilindri, a servit la optimizarea turbosupraalimentării. Al doilea motor, definitivat în 1964, a fost supus probelor de durabilitate.

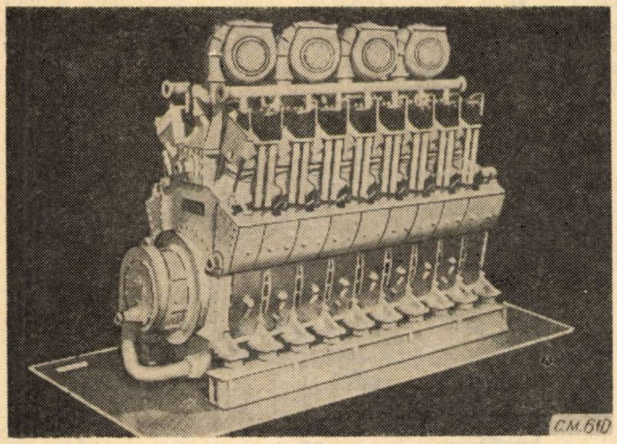


Fig. 1

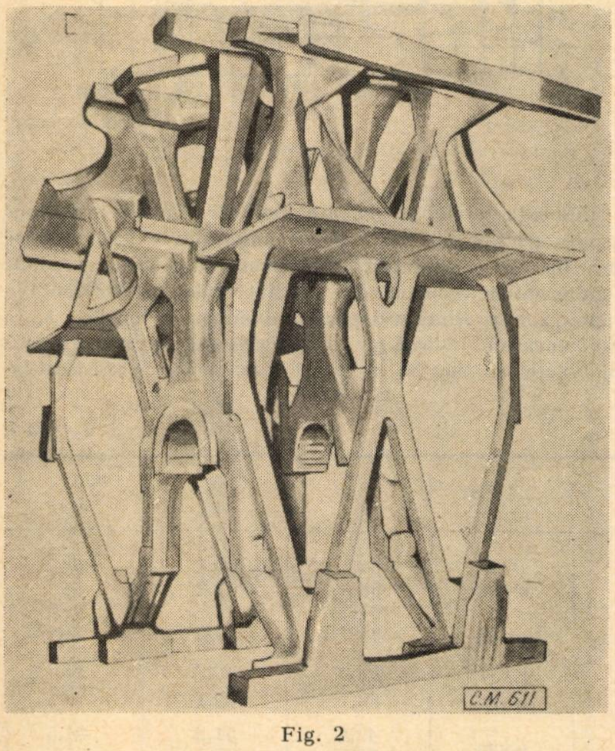


Fig. 2

Elementul de bază al motorului cu cilindri în V este arătat în figura 2, iar modelul motorului cu 16 cilindri în V, în figura 1.

Familia de motoare conţine trei membri în linie cu 6, 8 şi 9 cilindri, precum şi 2 în V, cu 12 şi 16 cilindri. Monocilindrul are următoarele date : alezajul 362 mm, cursa 470 mm, suprafaţa fundului pistonului 1 029 cm^2, cilindreea 484 l, puterea (pe cilindru) 500 CP, turaţia 450 rot/min, presiunea medie efectivă 10,57 kgf/cm^2, presiunea maximă de ardere 105,7 kgf/cm^2, viteza medie a pistonului 7,02 m/s, presiunea de supraalimentare 2 kgf/cm^2. Motoarele sînt turbosupraalimentate şi cu răcire intermediară. La motoarele în V, unghiul V-ului este de 50°. Greutăţile motoarelor cu 6,8,9,12 şi 16 cilindri sînt respectiv : 28, 36, 40, 46, şi 58 t.

Piston din două bucăţi. In : Gas and Oil Power, martie — aprilie 1965.

Motorul tip K al uzinelor britanice Mirrlees National, cu 16 cilindri în V, de 6 600 CP la 500 rot/min, are pistonul din două bucăţi (fig. 1), fundul fiind confecţionat din oţel aliat înalt, rezistent la temperaturi ridicate. Profilarea adecvată a interiorului deasupra segmenţilor *1* realizează o protecţie termică eficientă a acestora din urmă. Porţiunea segmentată poate avea mişcări libere, astfel încît să nu încarce canalele de segmenţi. Se observă inele de etanşare prevăzute pentru împiedicarea scăpărilor uleiului de răcire. Primul segment este cromat. Fundul este prins de corpul pistonului prin patru şuruburi roluite *2*.

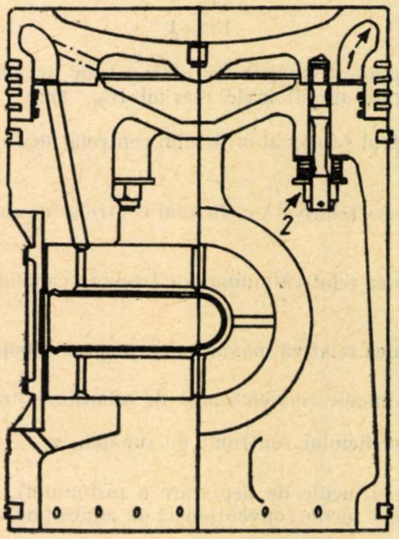


Fig. 1

Studiul canalelor de admisiune a chiulaselor cilindrilor motoarelor Diesel cu injecţie directă. M. M. Vihert, M. P. Barsov şi I. M. Licenkov. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 3, 1965.

Necesitatea îmbunătăţirii continue a performanţelor motoarelor Diesel cu injecţie directă impune un control eficient al umplerii, formării amestecului şi arderii. În legătură cu această problemă, în cadrul laboratorului de motoare Diesel al Institutului de cercetări ştiinţifice pentru automobile şi motoare

(NAMI) s-au efectuat cercetări privind dependenţa parametrilor proceselor de lucru şi a indicilor motorului faţă de dispunerea, forma şi dimensiunile canalelor de admisiune. Lucrările s-au desfăşurat pe nouă tipuri de motoare Diesel cu camera de ardere în piston, răcite cu apă.

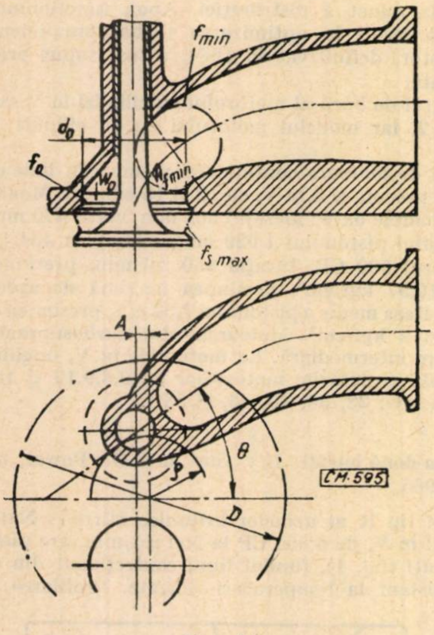


Fig. 1

Pentru studiul comparativ al canalelor de admisiune au fost adoptate următoarele mărimi (fig. 1):

— diametrul relativ al orificiului controlat de supapă, $\frac{d_0}{D}$;

— secţiunea relativă a orificiului controlat de supapă, $\frac{f_0}{F_{cil}}$;

— secţiunea relativă minimă de trecere a canalului, $\frac{f_{min}}{f_0}$;

— secţiunea relativă maximă prin poarta supapei, $\frac{f_{smax}}{f_0}$;

— viteza medie convenţională de admisiune, raportată la secţiunea orificiului controlat de supapă, $w_0' = w_p \frac{F_{cil}}{f_0}$ (w_p — viteza medie de deplasare a pistonului);

— viteza medie convenţională de admisiune, raportată la secţiunea maximă prin poarta supapei, $w_0'' = w_p \frac{F_{cil}}{f_{smax}}$;

— viteza medie convenţională de admisiune, raportată la secţiunea minimă de trecere a canalului, $w_{fmin} = w_p \frac{F_{cil}}{f_{min}}$.

Pentru cele nouă tipuri de motoare luate în studiu, valorile acestor parametri sînt înscrise în tabela 1. Motoarele Leyland şi VMS sînt prezentate în două variante: pentru tractor (valorile de la numărător în coloanele 5—8) şi pentru automobile (valorile de la numitor).

Majoritatea canalelor examinate sînt dispuse tangenţial la cilindru; la motorul Volvo, canalul de admisiune este în formă de spirală, asigurînd o mişcare dirijată a aerului înainte de supapă. Majoritatea canalelor au forma curbă, ceea ce determină deplasarea axei supapei cu distanţa *A* faţă de axa cilindrului. Forma canalelor condiţionează şi mărimea unghiului de intrare în plan orizontal θ, cuprins la tipurile studiate între 25 şi 35°, care exercită o influenţă însemnată asupra turbulenţei aerului. Intensitatea acesteia depinde şi de raza de intrare ρ, a cărei valoare reprezintă, la canalele examinate, între 18 şi 28% din diametrul cilindrului.

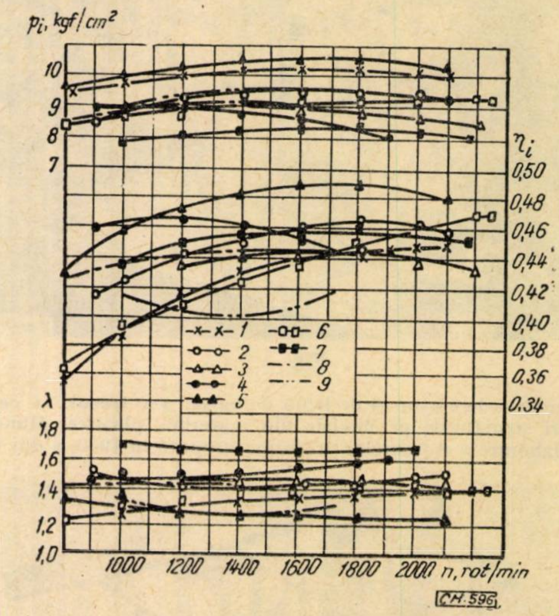


Fig. 2

Influenţa formei şi dimensiunilor canalelor de admisiune asupra parametrilor şi indicilor motorului a fost stabilită prin încercări efectuate pe un monocilindru cu dimensiunile fundamentale egale cu cele ale motorului Ia MZ-236. În figura 2 se prezintă variaţia presiunii medii indicate p_i, a randamentului indicat η_i şi a coeficientului de exces de aer λ în funcţie de turaţie, la funcţionarea pe caracteristica ex-

Tabela 1

Tipul	$\frac{d_0}{D}$	$\frac{f_0}{F_{cil}}$	$\frac{f_{min}}{f_0}$	$\frac{f_{s\,max}}{f_0}$	w_0', m/s	w_0'', m/s	$w_{f\,min}$, m/s
NAMI	0,408	0,166	0,75	0,94	55,5	59,1	74
Ia MZ	0,408	0,166	0,76	0,998	58,8	59,2	77
Daimler	0,362	0,131	0,87	—	67,5	—	78
Volvo	0,373	0,139	0,89	0,783	73,7	93	83
Leyland	0,367	0,134	0,745	$\frac{1{,}157}{1{,}07}$	$\frac{50{,}5}{66{,}7}$	$\frac{43{,}7}{62{,}1}$	$\frac{68}{90}$
VMS	0,390	0,152	0,84	0,836	$\frac{42{,}8}{52{,}8}$	$\frac{51{,}2}{62{,}6}$	$\frac{51{,}5}{63}$
Albion	0,389	0,151	0,495	0,867	50,6	58,4	101
Rolls-Royce	0,323	0,104	0,89	0,154	102,3	88,5	105

ternă (1-NAMI, 2-Ia MZ, 3-Volvo, 4-Daimler, 5-Rolls-Royce, 6-Leyland, 7-David Brown, 8-VMS, 9-Albion).

Se observă că cele mai mari valori ale presiunii medii indicate şi randamentului indicat corespund motorului Rolls-Royce (la turaţia nominală de 2 100 rot/min, $p_i = 10{,}2$ kgf/cm^2 şi $\eta_i = 0{,}477$, respectiv consum specific indicat de 130 gf/CPh). Faptul că motorul Rolls-Royce are o bună economicitate, deşi coeficientul de exces de aer este relativ redus (1,2), se explică printr-o eficienţă maximă a formării amestecului. Trebuie remarcat că la acest motor coeficientul de umplere la regim nominal are cea mai mică valoare (0,74), determinată de pierderile însemnate din canalul de admisiune provocate de viteza ridicată de curgere.

Lucrările au cuprins şi încercări cu diferite canale de admisiune realizate prin introducerea unor inserţii de mărime şi formă diferite în traseul de admisiune al unei chiulase special construite. S-a ajuns la concluzia că cele mai bune rezultate se obţin cu secţiuni relative minime de trecere $\frac{f_{min}}{f_0}$ cuprinse între 0,62 şi 0,68, corelate cu viteze medii convenţionale $w_{f\,min}$ de 90—95 m/s.

Brevet Daimler Benz 974 266. In: Engine Design and Applications, aprilie 1965.

Se prevăd suprafeţe speciale de impact între jeturile de combustibil şi pereţii laterali ai camerei cupă din piston (fig. 1). Plăcile metalice *1*, care corespund ca număr numărului de jeturi ale injectorului, sînt turnate o dată cu pistonul. Ele sînt puţin proeminente faţă de pereţii laterali ai cupei. Plăcile sînt rezemate pe un inel orizontal *2*. Jeturile de combustibil *3* lovesc plăcile care sînt sensibil mai calde decît pereţii laterali. Aerul, care este animat de o mişcare oarecum circulară, antrenează vaporii de combustibil produşi, realizînd un amestec uşor aprinzibil.

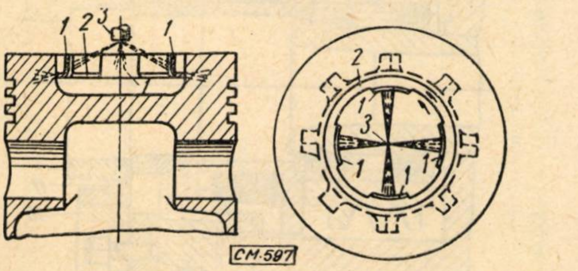


Fig. 1

Presă hidraulică pentru extrudare la rece. In: Rivista di meccanica, nr. 351, 1965.

A fost realizat un nou tip de presă hidraulică (Anglia—E. W. Bliss), caracterizată prin acţionare cu dublu efect. Cele două piese glisante, notate cu *1* şi *2* în figura 1, pot fi comandate în mod independent sau pot acţiona simultan pentru a asigura realizarea unui efort maxim pentru fiecare fază a ciclului de extrudare.

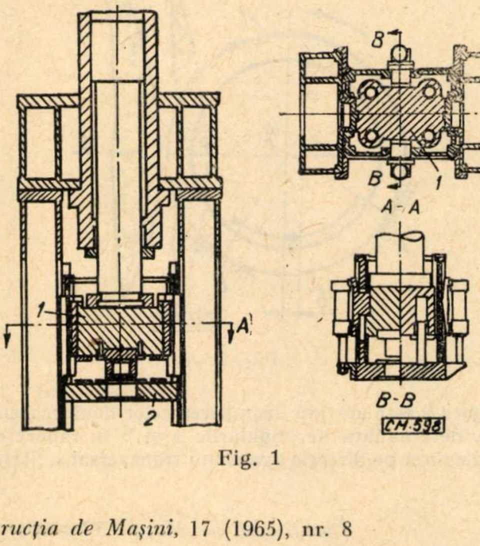


Fig. 1

Echipamentul hidraulic ce constituie instalaţia maşinii este de concepţie modernă, cuprinzînd: pompe cu pistoane multiple de mare viteză, sisteme de comandă şi control automat etc.

Noul tip de presă permite realizarea tuturor operaţiilor de extrudare (directă, inversă, combinată), cum şi a operaţiilor de presare ce nu pot fi realizate cu ajutorul preselor obişnuite sau necesită dispozitive de lucru complicate.

Extrudarea concomitentă a metalelor diferite. P. Lowenstein şi W. Tuffin. In: Machine design, vol. 36, nr. 12.

Cu ajutorul procedeului de extrudare concomitentă a două sau mai multe metale se pot realiza profile folosite pentru fabricarea produselor de calitate superioară; de exemplu, profile acoperite superficial cu un strat de metal diferit de cel de bază.

În afară de condiţiile normale necesare, extrudarea simultană a mai multor metale implică şi condiţia ca metalele respective să aibă, la temperatura de extrudare, o rigiditate similară.

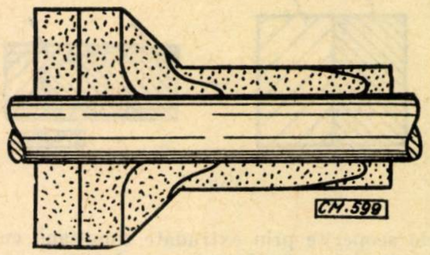


Fig. 1

În general, rigiditatea se exprimă ca o constantă din expresia:

$$p = k.\ln r,$$

în care p este presiunea specifică exercitată pe ţaglă, iar r reprezintă reducerea de secţiune.

Se obţin rezultate corespunzătoare cînd valorile k pentru metalele extrudate simultan se încadrează într-un interval inferior valorii 50. În condiţii speciale se pot extruda simultan chiar metale de rigidităţi foarte diferite, de exemplu, aluminiu şi oţel inoxidabil.

Condiţia cea mai importantă, necesară unei desfăşurări normale a procesului, constă într-o scurgere corespunzătoare a metalului, similară celei aerodinamice.

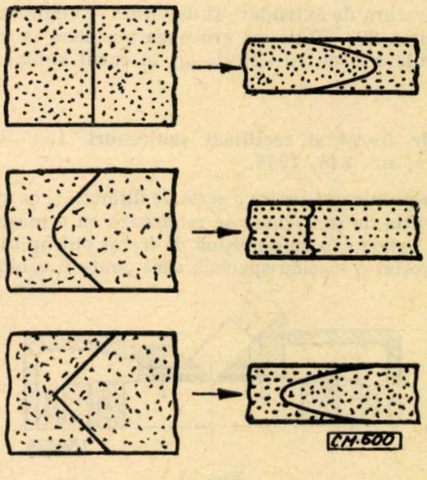


Fig. 2

În figura 1 apar liniile de flux transversale în cazul unei ţagle tubulare, iar în figura 2, modul de deformare a suprafeţelor interne de separare pentru ţagle cu deformare prealabilă.

Temperatura de lucru trebuie să fie inferioară formării fazelor lichide între două metale, evitîndu-se formarea unor straturi groase de difuziune. Grosimea straturilor de difuziune prezintă o mare importanţă, mai ales cînd compuşii intermetalici sînt fragili.

Suprafeţele de contact trebuie să fie în prealabil polizate şi curăţate de oxizi; pentru metalele ce prezintă tendinţă de oxidare în timpul încălzirii, procesul respectiv trebuie realizat în vid.

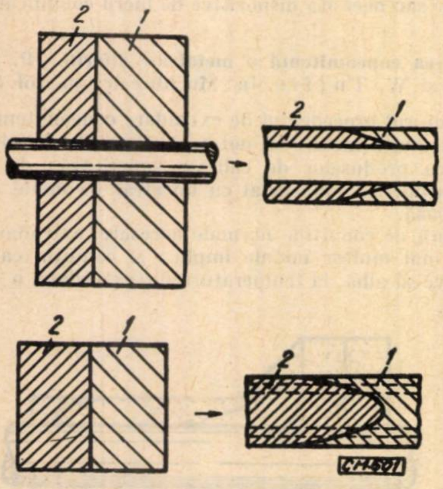


Fig. 1

Profilele acoperite prin extrudare simultană cu un metal diferit pot fi ulterior prelucrate prin laminare sau trefilare. Recoacerea intermediară necesară în astfel de cazuri, în special atunci cînd există tendinţa formării unor faze fragile, trebuie realizată în cadrul unor condiţii stricte de temperatură şi durată. În unele cazuri nu sînt necesare măsuri speciale de precauţie; de exemplu, pentru oţelul carbon acoperit cu oţel inoxidabil sau pentru molibden acoperit cu tungsten. Recoacerea nu este însă posibilă în cazul oţelului inoxidabil acoperit cu metal refractar.

Procesul de lucru menţionat este folosit la fabricarea conductelor speciale pentru industria chimică sau pentru schimbătoarele de căldură speciale.

În figura 3 se exemplifică modul de realizare a îmbinării între două metale, în cazul secţiunii inelare sau circulare. În timpul procesului de extrudare metalul mai moale trebuie să urmeze celui cu rigiditate mai mare.

Lungimea zonei de trecere este funcţie de rigiditatea metalelor la temperatura de extrudare, de forma iniţială a ţaglei, de temperatura de extrudare şi de viteză. Lungimea îmbinării este de circa 30—50 de ori grosimea peretelui în cazul îmbinării tubulare şi de 10—20 de ori în cazul îmbinării barelor rotunde.

Maşină de frezat şi rectificat şanfrenuri. In: Rivista di meccanica, nr. 348, 1965.

Luîndu-se în considerare o serie de dificultăţi ce apar atunci cînd operaţia de şanfrenare se realizează cu o maşină de rectificat cu bandă sau cu o maşină de frezat obişnuită, s-a construit (Elveţia) o maşină specială care poate fi echipată, după

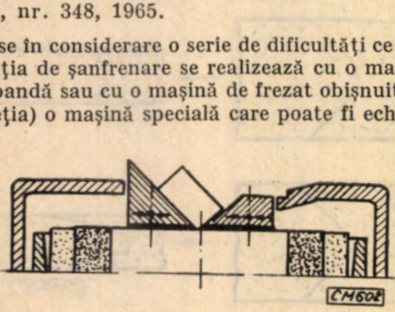


Fig. 1

necesităţi, cu un dispozitiv de frezare pentru prelucrarea interioară a canelurilor cu muchii teşite sau cu un dispozitiv de rectificare; dispozitivul de rectificare este utilizat mai ales pentru prelucrarea exterioară a pieselor prismatice cu suprafeţe plane sau convexe.

Discul de rectificat are formă inelară, partea exterioară prezentînd o granulaţie corespunzătoare operaţiilor de degroşare, iar cea interioară, celor de finisare. Discul poate fi utilizat pentru oţel moale sau călit, fontă, alamă sau bronz. Lăţimea necesară a şanfrenului se poate obţine prin deplasarea corespunzătoare a două rigle de ghidare (fig. 1), pe o scală gradată.

Puterea instalată a maşinii este de 1 CP, iar personalul de deservire nu trebuie să aibă o specializare deosebită.

Rectificarea exterioară şi frontală pe reazeme fixe. H. H. Şulman. In: Maşinostroitel, nr. 2, 1965.

La laboratorul SKB-5 din Saratov s-a realizat un dispozitiv pentru rectificarea pe reazeme fixe a suprafeţelor exterioare cilindrice şi frontale (fig. 1).

Piesa de rectificat *1* este sprijinită la exterior pe două reazeme fixe *10*, prevăzute cu pastilele de aliaj dur *11* şi frontal pe flanşa *2* a manşonului electromagnetic. Piesa este antrenată în mişcare de rotaţie prin intermediul roţii *7* a transmisiei cu curea, montate pe două lagăre radial-axiale *6*. Manşonul electromagnetic cuprinde bucşele *4* şi *5*, între care este fixată bobina *9*. Alimentarea bobinei cu curent continuu se face prin inelul colector de cupru *3*, prevăzut cu o bornă de grafit. Aceste elemente sînt izolate faţă de bucşa exterioară *4* prin garniturile de textolit *8*.

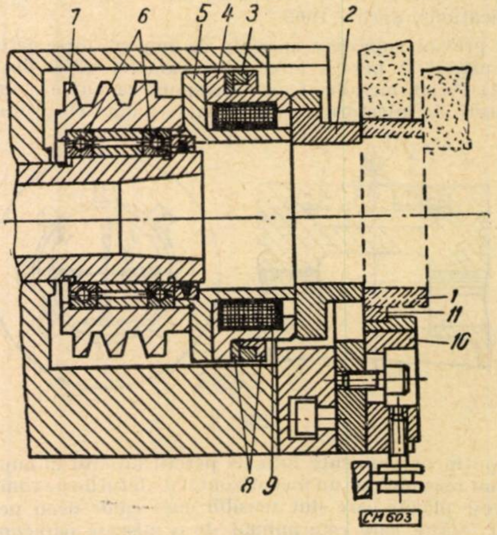


Fig. 1

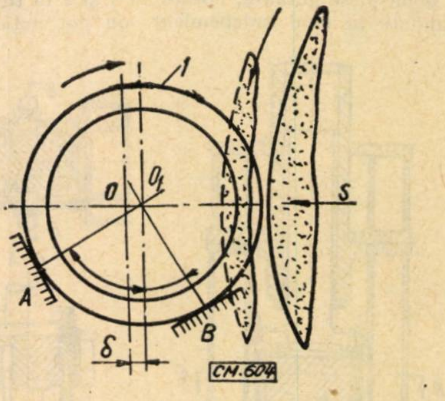


Fig. 2

În figura *2* este arătată dispunerea celor două reazeme fixe *A* şi *B*, determinată de unghiurile α şi β în raport cu axa perpendiculară pe direcţia avansului transversal *s*. Strîngerea piesei *1* între reazemele *A* şi *B* este realizată prin deplasarea centrului său de rotaţie O_1 faţă de centrul de rotaţie *O* al roţii transmisiei cu distanţa δ.

Pentru experimentarea metodei s-au rectificat exterior şi frontal inele interioare de rulment seria 2316, fabricate din oţel SH-15 cu duritatea 62 *HRC*. Parametrii de reglaj ai dispozitivului au fost $\alpha = 80°$, $\beta = 30°$, $\delta = 0{,}3$ mm. S-a utilizat piatră de rectificat tip PP 600 × 50 × 305, cu avans manual şi răcire cu soluţie de emulsol. Viteza periferică a pietrei a fost de 30 m/s, iar a inelului prelucrat, de 60 m/min. Prin controlarea a 60 de inele rectificate s-a constatat că ovalitatea suprafeţei exterioare şi neperpendicularitatea suprafeţei frontale nu au depăşit 2 μm.

Metoda prezentată este foarte eficientă dacă după rectificarea exterioară şi frontală a piesei se execută şi rectificarea ei interioară. În acest caz precizia ridicată de prelucrare este însoţită de o productivitate sporită determinată de rigiditatea suficient de mare a sistemului şi de micşorarea substanţială a timpilor auxiliari. De asemenea, metoda permite să se reducă numărul de operaţii de prelucrare abrazivă, în comparaţie cu alte procedee de rectificare.

Un nou metal dur pentru scule aşchietoare. În: Rivista di meccanica, nr. 348, 1965

O nouă calitate de aliaj dur pentru sculele folosite în cadrul lucrărilor de aşchiere a fontei a fost realizată de întreprinderea Sandvik — Italia. Conform informaţiilor date de uzina producătoare, noul aliaj (Coromant H1P) permite creşterea vitezei de aşchiere a fontei cu 50—70 %, prezentînd în acelaşi timp o rezistenţă sporită la ştirbire, la uzură şi la deformare plastică. Datorită acestor performanţe, se poate păstra o viteză de lucru ridicată, fără ca durata de funcţionare a tăişului sculei să se micşoreze.

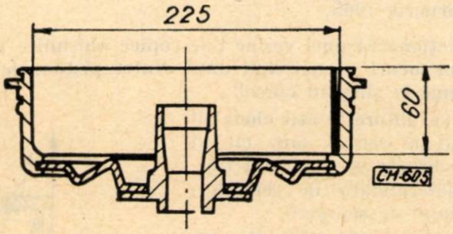


Fig. 1

În plus, tăişul din noul aliaj dur nu prezintă tendinţă de sudare cu materialul prelucrat, iar fineţea structurii respective permite obţinerea unor unghiuri de ascuţire corespunzătoare prelucrării şi finisării în condiţii optime a pieselor elaborate.

În figura 1 este reprezentată o piesă ce exemplifică posibilităţile noului aliaj. Piesa este un tambur de frînă din fontă cu duritatea 230 HB, prelucrată la interior; se pot prelucra 310 piese de acest fel, fără a se ascuţi tăişul din nou. Noul aliaj se livrează sub formă de plăcuţă de adaos pentru scule.

Turnarea cămăşilor de cilindru în forme crude, cu miezuri tubulare. A. A. Varvaricev, L. M. Zarubin şi V. A. Sokolov. In: Avtomobilnaia promîşlennosti, nr. 3, 1965.

La uzina de motoare din Iaroslavsk s-a introdus în fabricaţia de masă tehnologia de turnare a cămăşilor de cilindru pentru motoare în V în patru timpi în forme crude, cu miezuri tubulare.

Se utilizează fonta SC21 — 40, cu compoziţia 3,2 — 3,5 % C, 2,1 — 2,3 % Si, 0,6 — 0,8 % Mn, 0,3 — 0,45 % Cr, 0,12 % Ni, 0,03 — 0,08 % Ti, 0,15 — 0,40 % Cu, 0,12 % S, 0,2 %P, elaborată prin procedeul duplex (cubilou-cuptor electric). Dimensiunile principale ale cămăşii sînt: înălţimea 295 mm, diametrul interior 130 mm, grosimea peretelui 10 mm.

Cămăşile se toarnă în poziţie orizontală cîte patru pe formă, cu alimentare centrală prin maselote masive. Materialul formei cuprinde 94,9 % pămînt de turnătorie ars, 1,43 % nisip KO20B şi 3,67 % suspensie argilo-carbonoasă. Principalele sale caracteristici sînt: umiditate 4 — 5 %, permeabilitate la gaze 50 cm³/min, rezistenţa la compresiune 0,05 — 0,6 kgf/cm². Miezurile tubulare se confecţionează din amestec cu 6 % bachelită.

La introducerea acestei tehnologii în fabricaţie, procentul de piese cu defecţiuni (contracţii, incluziuni de pămînt şi gaze) a fost de 25 — 30 %. Printre cauzele care au generat defectele de turnare se numără:

— pătrunderea frecventă a metalului turnat în interiorul miezului provocînd supraîncălzirea părţii inferioare a formei şi, ca urmare, apariţia contracţiilor în piesă;

— deteriorarea suprafeţei formei datorită formării şi arderii unor amestecuri de gaze explozive în interiorul miezului şi formei, în timpul turnării.

Aplicarea diferitelor măsuri de evitare a acestor procese (de exemplu, prevederea unor evacuatoare de gaze) a permis reducerea pieselor cu defecte la 6 — 8 %. Se scontează pe noi îmbunătăţiri prin creşterea rezistenţei la temperaturi înalte a miezurilor.

Legarea la pămînt. E. Bevilacqua. In: Rivista di meccanica, nr. 328, 1964.

În cadrul legării la pămînt a unei mase electrizate oarecare, un rol esenţial îl prezintă conductivitatea electrică a terenului respectiv.

Tabela 1 cuprinde rezistivităţile în Ω.m pentru diverse terenuri uzuale (rezistenţa opusă curentului electric de un cub de pămînt cu latura de 1 m).

Tabela 1

Calitatea terenului	Rezistivitatea, Ω.m
Mlăştinos	30
Argilos, calcaros	100
Nisipos umed	200
Prundiş umed	500
Prundiş nisipos uscat	1 000
Pietros	3 000
Stîncos	10^{15}

Natural, valorile cuprinse în tabelă nu pot fi decît informative.

Rezultă totuşi din valorile indicate că, în general, terenul este un conductor electric necorespunzător. În consecinţă, pentru dispersarea unui curent de intensitate ridicată, suprafaţa de contact dintre priza de pămînt şi teren trebuie să fie mare.

Difuzarea curentului în sol este funcţie deci atît de suprafaţa de contact a prizei de pămînt, cît şi de forma respectivă. Datorită difuzării curentului, rezultă o cădere de tensiune.

Teoretic, punctul de diferenţă de potenţial nulă este situat la infinit; pentru scopuri practice însă, se consideră acest punct la o distanţă de circa 20 m de la priză.

În cazul unui sol omogen este uşor de calculat potenţialul pentru fiecare punct situat la o anumită distanţă de la priză: se măsoară distanţa pînă la punctul considerat; se ridică la pătrat (suprafaţa e proporţională cu pătratul distanţei) şi se aplică legea lui Ohm, curentul fiind uniform distribuit. Problema devine complicată atunci cînd terenul este neomogen.

Practic însă, prezintă importanţă numai repartiţia potenţialului electric la suprafaţa solului, această repartiţie evidenţiind posibilităţile de accidentare. Dacă o persoană se deplasează către priza de pămînt, diferenţa de potenţial dintre punctele de sprijin corespunzătoare unui pas (tensiunea de pas) creşte, crescînd deci pericolul de accidentare.

Tensiunea de pas admisibilă pentru om este de 65 V (pentru 1 m), iar pentru animale de 25 V (pentru 1,5 m).

Cu cît priza de pămînt este mai adîncă, cu atît tensiunea de pas este mai redusă.

În figura 1 este reprezentată tensiunea de pas ΔV_p în funcție de distanța l de la priza de pămînt, pentru priza de pămînt situată la suprafața solului (curba *1*) și la adîncimea de 2 m (curba *2*).

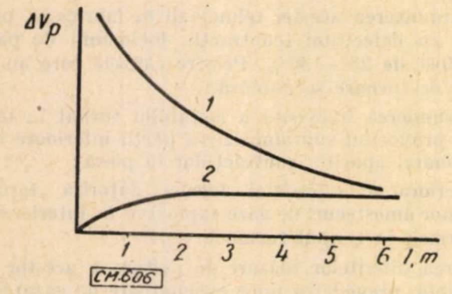


Fig. 1

Un nou tip de transmisie cu cruce de Malta. P. W. Jensen. In: Machinery, vol. **170**, nr. 11.

Transmisia obișnuită cu cruce de Malta prezintă unele caracteristici care o fac improprie utilizării în cadrul unei întregi serii de aplicații.

În figura 1 apare o transmisie cu cruce de Malta cu comandă prin lanț, care permite lărgirea domeniului de aplicație a mecanismului obișnuit.

Roțile *1*, *2*, *3* și *4* sînt cuplate prin intermediul lanțului *5*, pe care este montat axul de antrenare *6*.

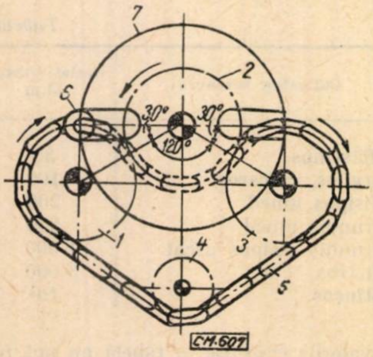


Fig. 1

Axul de antrenare pătrunde, în timpul mișcării lanțului, în fanta discului *7*, care se rotește liber pe axul roții *2*.

Discul *7* capătă, conform figurii 1, o mișcare accelerată pentru un unghi de 30°, apoi o mișcare cu viteză constantă, corespunzătoare unui unghi de 120° și o mișcare decelerată, pentru restul de 30°. În continuare, discul rămîne nemișcat pînă ce axul de antrenare *6* angrenează fanta situată în poziție opusă în raport cu prima (la 180°).

Mecanismul considerat oferă posibilități mari de adaptare necesităților, întrucît se pot varia, fără dificultate, numărul axelor de antrenare, al fantelor, lungimea lanțului și, eventual, unghiul de accelerare.

Ghidaje flexibile pentru capul de cruce al presei. In: Machinery, vol. **140**, nr. 2 681.

În figura 1 apare un nou sistem de ghidare utilizat pentru capul de cruce al unei prese.

Cele patru ghidaje *1* sînt situate pe un manșon *2* montat în coloana capului de cruce. Manșonul *2* este menținut în poziția necesară cu ajutorul inelului de blocare *3*.

Fiecare ghidaj este format dintr-o suprafață de alunecare *4*, montată pe placa de susținere *5*. Între elementul de alunecare și placa de susținere se introduce un element tampon format dintr-un material elastic oarecare.

Marginile suprafeței de alunecare *4* sînt îngroșate pentru a împiedica extrudarea materialului elastic atunci cînd acesta este supus comprimării.

Placa de susținere *5* este menținută în poziția necesară corespunzătoare cu ajutorul șuruburilor *6*.

Materialul elastic utilizat este cauciucul. În unele cazuri, atunci cînd trebuie compensată o dezaxare mai importantă, se folosesc perne pline cu un semifluid; un astfel de element tampon se poate deforma ușor, fiind în același timp incompresibil.

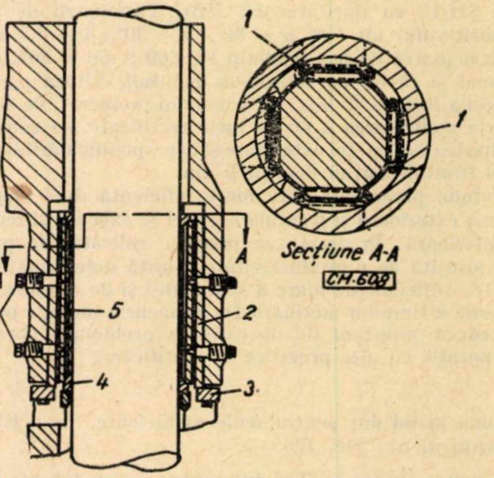


Fig. 1

Verină hidraulică telescopică cu variație continuă a efortului. In: Hydraulique pneumatique et asservissements, ianuarie — februarie 1965.

In funcționarea unei verine telescopice obișnuite apar întotdeauna șocuri atunci cînd unul dintre pistoanele respective ajunge la sfîrșitul cursei.

Șocul se datorește atît ciocnirii pistonului pe sediul său, cît și variației brușe a debitului fluidului, determinată de schimbarea secțiunii de scurgere.

In figura 1 apare schematic un dispozitiv mecanic simplu realizat în Elveția (Battelle-Genève), care asigură variația continuă a efortului la sfîrșitul cursei pistonului.

Fiecare piston, cu excepția celui de diametru minim, are pîrghia *1* prevăzută cu cama *2* și care poate oscila în jurul axului *3*. In afară de pîrghia *1*, fiecare piston, cu excepția celui de diametru maxim, comportă o rolă *4* care atacă cama *2* a pistonului de diametru imediat superior, atunci cînd pistoanele intră unul în altul.

La capătul opus camei *2*, pîrghia *1* este legată neelastic (lanț etc.) de marginea cilindrului imediat inferior.

Lanțul 5 reține pîrghia *1* cu puțin înainte ca pistonul respectiv să ajungă la sfîrșitul cursei. In acest moment, cama *2* determină ridicarea pistonului următor, frînînd, în același timp, pistonul pe care este fixată.

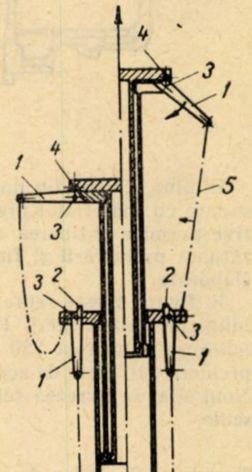


Fig. 1

In acest fel, efortul transmis variază continuu în perioada de sfîrșit de cursă a unui piston. La coborîre, fenomenul are loc în sens invers.

La sfîrșitul și la începutul cursei pistonului, mișcarea se face deci cu decelerații sau accelerații progresive.

In consecință, mecanismul are ca efect transformarea verinei obișnuite într-una de secțiune eficientă variabilă.

Recenzii

Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. 16. Bucureşti, Edit. Acad. R.P.R., nr. 4, 1964.

D. Mangeron. Studiul dinamicii maşinilor în lumina unei noi expuneri a mecanicii analitice. I

In lucrare se expun noi forme de ecuaţii de mecanică analitică olonomă şi neolonomă, care deschid posibilitatea unei expuneri sistematice noi a întregii mecanici analitice.

Cr. Pelecudi. Caracteristicile generale, cinematice şi dinamice ale mecanismului de control automat al suprafeţelor corpurilor sferice

Sînt prezentate curbele generale adecvate cercetării defectelor de suprafaţă cu aplicaţii la controlul bilelor de rulmenţi, precum şi aspectele dinamice ale mecanismului respectiv de antrenare prin frecare în mişcare de precesie.

D. Mangeron, A. Jasiulionis, Liliana Mateescu. Noi metode matriciale în studiul mecanismelor şi maşinilor. I

In lucrare s-a elaborat o traducere sub formă matricială a seriilor Fourier şi a seriilor armonice complexe, care intervin în studiul variatelor fenomene de fizică şi tehnică, în vederea programării calculelor la maşini electronice (matematice) de calcul.

G. Bărănescu. Stabilirea ordinii de aprindere optime la motoarele în patru timpi cu două linii paralele de cilindri

Se stabileşte cuplajul optim al aprinderilor între liniile de cilindri pentru motoarele în patru timpi cu două linii paralele de cilindri. Este considerat cazul motoarelor cu arbori cotiţi care se rotesc în sensuri contrare şi cazul motoarelor cu abori cotiţi care se rotesc în acelaşi sens.

Fl. Dincă, C. Teodosiu. Calculul amortizoarelor hidraulice telescopice

In lucrare se studiază problema amortizării pătratice a autovehiculelor, analizîndu-se modul de realizare a caracteristicii prin construcţii hidraulice adecvate, precum şi problema echilibrului termic.

T. Revici. Conlucrări spaţiale în sisteme de structuri, cu aplicaţii la consolidarea podului peste Dunăre

In locul normelor obişnuite pentru calculul podurilor ca structuri plane se propun, pentru consolidarea podurilor metalice de mari deschideri, norme simple stabilite teoretic şi care trebuie adaptate situaţiei reale pe bază de încercări şi măsurări tensometrice, urmărindu-se o judicioasă şi economică folosire a materialului nou, introdus în consolidarea podurilor.

Pînă acum nu s-au consolidat poduri ţinîndu-se seamă de conlucrarea spaţială; se recomandă folosirea metodei la consolidarea podului peste Dunăre.

A. Petre, V. Drobotă. Flambajul lateral al grinzilor continue pendulare

Se stabileşte expresia forţei critice de flambaj lateral al unei bare care se poate roti în ansamblu în jurul liniei de reazeme şi din această cauză se deformează lateral.

Valoarea forţei critice este dedusă, în afară de cazul grinzii pe două reazeme, şi pentru un număr de reazeme oarecare însă echidistante, stabilind limitele între care variază această forţă, pentru diferite poziţii ale forţei pe grindă.

Este dată, de asemenea, relaţia dintre forţă şi unghiul de rotire, pentru valori mari ale acestui unghi.

Gh. Vasiliev. Despre ecuaţii caracteristice ale învelişurilor subţiri de formă conică şi cilindrică

Se examinează ecuaţiile caracteristice ale învelişurilor cilindrice şi conice.

Se arată că rădăcinile ecuaţiilor caracteristice determină caracterul stării de solicitare din înveliş. Sînt prezentate ecuaţiile caracteristice ale învelişului conic şi ale celui cilindric, propuse de diferiţi autori.

De asemenea, se face o analiză amănunţită a stărilor de solicitare corespunzătoare diferitelor rădăcini ale ecuaţiei caracteristice. Se arată căile de calcul al acestor rădăcini şi se descriu procedeele de simplificare a calculului.

V. Gioncu. O metodă variaţională de calcul al plăcilor curbe subţiri, cu aplicaţie la paraboloidul hiperbolic în şa

Se expune o metodă variaţională care foloseşte proprietăţile funcţiilor ortogonale. Pentru rezolvarea ecuaţiilor generale se folosesc dezvoltările în serii de funcţii fundamentale, care pot fi determinate pentru orice fel de rezemare marginală.

Ca aplicaţie se tratează paraboloidul hiperbolic în şa.

El. Trofin. Contribuţie la calculul hidraulic al drenurilor de captare de lungime finită

Lucrarea tratează problema calculului hidraulic al drenurilor scurte de captare, situate sub un unghi oarecare în raport cu direcţia curentului subteran, sub presiune sau cu nivel liber, infinit sau de lăţime finită, pe pat impermeabil orizontal.

Studiul drenului perfect este efectuat pe cale teoretică şi experimentală, pe model electroanalogic.

A. Cîrlig. Scurgerea către un dren printr-un strat poros curb

In lucrare se determină elementele hidrodinamice ale mişcării unui lichid către un dren printr-un strat poros omogen curb. Rezultatele obţinute se particularizează apoi pentru stratul poros rectiliniu şi se arată că debitul lichidului care se scurge către un dren prin stratul poros curb este mai mare decît dacă s-ar scurge în aceleaşi condiţii printr-un strat poros rectiliniu.

N. N. Patraulea. Soluţii „asemenea'' ale ecuaţiei difuziei aplicate la stratul limită laminar cu sucţiune sau suflaj

Se arată că pe baza ecuaţiei difuziei cu coeficienţi constanţi, există soluţii cu profile asemenea ale stratului limită incompresibil cu sucţiune, în cazul unui curent extern oarecare. Se determină profilele de viteză (37) sau (42), legea de aspiraţie sau suflaj în funcţie de curentul extern (41), parametrii stratului limită şi coeficientul de frecare dat de expresia foarte simplă (55).

L. Dumitrescu, L. Welther. O metodă pentru producerea undelor de şoc slabe

Se prezintă un dispozitiv în care se pot produce unde de şoc slabe, care pot fi utilizate pentru etalonarea traductoarelor de presiune sensibile. Se dau calcule teoretice şi rezultate experimentale.

V. P. Şidlovski. Unele probleme ale mişcării nepermanente a unui fluid vîscos electroconductibil într-un cîmp magnetic

Autorul studiază mişcarea unui fluid vîscos, incompresibil, electroconductibil, în prezenţa unui cîmp magnetic staţionar, în următoarele două cazuri:

a) mişcarea produsă de un cilindru care la $t = 0$ începe să se rotească brusc, cu o viteză unghiulară constantă;

b) scurgerea axială între doi cilindri concentrici, în cazul în care la $t = 0$ apare brusc un gradient de presiune dp/dz constant.

C. Crăciun. Asupra mişcării nepermanente a unui fluid vîscos într-o conductă triunghiulară

Se obţine distribuţia de viteze în secţiunea unei conducte triunghiulare, pentru mişcarea laminară a unui fluid vîscos, acţionat de un gradient de presiune constant pînă la un moment după care devine exponenţial descrescător.

Gh. T. Ionaşcu. Aplicarea principiului lucrului mecanic virtual la calculul cablurilor purtătoare de funicular ancorate la ambele capete

Aplicarea principiului lucrului mecanic virtual la calculul cablurilor purtătoare ancorate la ambele capete oferă o serie de relaţii de calcul de generalizare pentru condiţiile reale de existenţă.
Aplicarea lor dă posibilitatea determinării elementelor geometrice ale cablurilor purtătoare (săgeată, lungime etc.) cu mai multă uşurinţă şi cu o precizie mare.

V. Marcu. Asupra lagărelor cu cupluri de frecare inversate obţinute prin pulverizări de metale.

Referatul expune rezultatele cercetărilor asupra lagărelor cu cupluri inversate şi metalizate cu oţel pulverizat, care au fost găsite comparabile cu unele lagăre de tipuri clasice însă cu un cost redus. In continuare se arată rezultatele încercărilor cu lagăre metalizate şi sulfizate, care au dovedit o bună rezistenţă la uzură şi gripare.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată, tom. 17. Bucureşti, Editura Academiei R.P.R., nr. 5, 1964.

M. Mişicu. Asupra unei teorii a plasticităţii şi viscoelasticităţii asimetrice.

Pe baza ecuaţiilor de echilibru ale teoriei asimetrice a mecanicii mediilor continue şi folosind un sistem generalizat de invarianţi ai stării de tensiune şi deformaţie, propuşi în articol, se enunţă o teorie generalizată a materialelor viscoelastoplastice.

V. Petcu. Calculul elastoplastic al grinzilor continue de beton armat.

Se prezintă metoda de determinare a soluţiilor elastoplastice ale structurilor încovoiate de beton armat şi se dau rezultatele aplicării acestei metode în cazul grinzilor continue cu deschideri egale.

M. Soare. Calculul simplificat al plăcilor subţiri cilindrice ondulate.

Se studiază starea de eforturi într-o placă subţire cilindrică ondulată, aplicînd teoria încovoierii pentru placa subţire prismatică înlocuitoare. Sînt discutate şi rezultatele obţinute prin teoria de membrană şi de grindă.

O. Russu. Reţea electrică pentru rezolvarea numerică a unor probleme ale teoriei elasticităţii.

O reţea electrică cu rezistenţe este folosită pentru a determina pe cale experimentală valoarea funcţiei de tensiune în cazul unei bare drepte, cu secţiune simplu sau multiplu conexă, solicitată la torsiune sau a deformaţiilor unei plăci plane, simplu rezemată pe contur, încărcată cu forţe transversale.

N. S. Pîrvulescu, I. Dincă. Efectul nerectilinităţii găurii de sondă asupra utilajului de fund.

Lucrarea reprezintă elaborarea unei metode de calcul al forţelor suplimentare şi al eforturilor din materialul tubular, generate de forarea deviată a sondelor.
Se dau formule şi un exemplu numeric de calcul în cazul considerării plane a problemei.

Fl. Dincă, C. Teodosiu. Studiul oscilaţiilor libere ale sistemelor cu disipare pătratică asimetrică.

In lucrare sînt studiate oscilaţiile libere ale sistemelor cu disipare pătratică asimetrică, punîndu-se în evidenţă influenţa disipării asupra amplitudinilor şi acceleraţiilor maxime şi a distribuţiei lor în timp.

T. Hacker. Progrese recente în dinamica zborului. I

In această primă parte a lucrării se trec în revistă pe scurt unele probleme de stabilitate în zbor liber şi de maniabilitate legate de progresele aviaţiei din ultimii douăzeci de ani.

R. C. Bogdan. Mecanisme cu cinci elemente articulate. I. Rapoarte de transmitere pozitive.

Se studiază diferite mecanisme cu raport de transmitere pozitiv, prin serii armonice complexe şi metoda mecanoelectronică.

W. Lichtenheldt. Metoda balansierului cu culisă.

Autorul prezintă construcţii grafice originale relative la mecanismele bielă-culisă oscilantă şi patrulater articulat.

M. P. Popov, I. Mitrică. Influenţa parametrilor constructivi ai pompelor cu roţi dinţate şi pistoane asupra pierderilor volumice radiale.

Pornind de la rezultatele obţinute într-un studiu anterior, în această lucrare se face o analiză a influenţei pe care o au diverşi parametri constructivi asupra pierderilor de debit prin jocul rapid al pompelor şi motoarelor hidraulice cu roţi dinţate şi pistoane. Se stabilesc pentru acest debit formule accesibile calculului de proiectare.

N. N. Patraulea. Soluţie aproximativă cu profile de viteză asemenea ale ecuaţiilor stratului limită cu sucţiune sau suflaj continuu repartizat.

In lucrare se dă o soluţie aproximativă cu profile de viteză asemenea a ecuaţiilor stratului limită laminar incompresibil cu sucţiune la perete continuu, repartizată şi în cazul unui curent extern potenţial oarecare. In cazul particular al curentului extern uniform, soluţia coincide cu soluţia riguroasă cunoscută.

M. Z. v. Krzywoblocki. Asupra transformării hodografice într-o scurgere nestaţionară bidimensională.

Se consideră o scurgere izentropică nestaţionară a unui fluid nevîscos rău conducător de căldură.
Metoda de studiu propusă constă într-o separare de variabile (variabilele carteziene şi variabila timp) în ecuaţiile de mişcare şi aplicarea transformării hodografice.

St. N. Săvulescu. Efecte tridimensionale în stratul limită laminar perturbat al unei plăci plane.

Autorul studiază influenţa vitezei laterale a unor termeni asupra profilului de viteze Blasius. Se obţine un profil modificat depinzînd de numărul Reynolds şi de $\frac{\partial_w}{\partial_z}$. Comparaţia cu datele experimentale arată un acord satisfăcător.

Constantin Sabin Ioan. O formulă a coeficientului de contracţie pentru jeturile plane mărginite de pînze de jet.

In lucrare se deduce o formulă a coeficientului de contracţie pentru jeturile plane mărginite de pînze de jet.
Noua expresie a coeficientului de contracţie, obţinută prin generalizarea formulei T. Levi-Cività — U. Cisotti, ia forme simple pentru ajutajul Borda şi unele ajutaje cu pereţi rectilinii.

Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică, tom 14. Bucureşti, Ed. Acad. R.P.R., nr. 2, 1964.

A. Soci, C. Guţu, M. Petcu. Evaluarea efectelor variaţiilor de tensiune.

Articolul aduce completări metodei, elaborată anterior de autori, pentru evaluarea daunelor provocate întreprinderilor industriale de variaţiile tensiunii de alimentare, completări ivite cu ocazia aplicării acesteia în cazul concret al unei uzine de laminat ţevi fără sudură, şi prezintă principalele rezultate numerice obţinute în cazul analizat.

V. Caracudovici, C. Nagy. Evoluţia consumului de energie în gospodăriile casnice.

Se expun pe scurt metodele care au stat la baza predeterminării necesarului de energie pe forme şi purtători de energie în gospodăriile casnice şi consideraţiile care au determinat alegerea mărimii şi variaţiei indicilor de consum casnic în viitor.
In încheiere se dau mărimea prevalată acestui consum în 1980 şi variaţia structurii consumului casnic pe purtători de energie.

R. Răduleţ, Paul Dimo. Teoria celor mai simple scheme complete echivalente cu reţelele electrice liniare în raport cu o latură a lor. I

Se demonstrează că există numai două scheme simple echivalente cu o reţea electrică liniară în raport cu o latură a ei, analizată, care conservă fie tensiunile electromotoare, fie curenţii de scurtcircuit ai generatoarelor din reţeaua-original; schema-derivaţie, cu generatoare de tensiune, în care toate aceste generatoare cu tensiunile electromotoare reale ale generatoarelor corespunzătoare din reţeaua-original împreună cu o latură pasivă, sînt legate în paralel pe latura analizată, şi schema-serie, cu generatoare de curent, în care toate aceste generatoare, avînd curenţii de scurtcircuit reali ai generatoarelor corespunzătoare din reţeaua-original, împreună cu o latură pasivă, sînt legate în serie cu latura analizată. Se calculează admitanţele, respectiv admitanţele pe care trebuie să le aibă generatoarele de tensiune, respectiv de curent, spre a asigura echivalenţa, cu relevarea cazurilor particulare în care, în reţeaua-original toate laturile cu tensiuni electromotoare sînt conectate într-o stea, respectiv într-un ochi de reţea.

M. Marinescu. Indicii tehnici-economici pentru studiul comparativ al motoarelor parametrice.

Se deduc expresii analitice pentru „factorul de calitate electromecanic", randament şi factor de putere, pentru motoare de tip electromagnetic şi pentru cazul alimentării acestora în impulsuri trapezoidale de curent şi în condiţiile rezonanţei electromecanice.

A. Avramescu, G. Drăgan, I. Adămuţ, M. Petcu. Studiul supratensiunilor ce apar la declanşarea liniilor în gol cu ajutorul calculatoarelor analogice.

Autorii arată că studiul fenomenelor tranzitorii ce apar la deconectarea liniilor de înaltă tensiune pot fi aprofundate prin modelare pe calculatoare analogice, ţinînd seamă de caracteristica întreruptorului şi de variaţia altor parametri.

Inregistrările obţinute au permis să se obţină curbe comparabile cu cele oscilografiate în sistemul energetic şi cu cele prezentate în literatura de specialitate.

E. Arie, M. Pomîrleanu, P. Nicolae. Analiza factorilor ce determină repartiţia economică a puterilor între centralele unui sistem electroenergetic.

Folosind calcule efectuate pe un calculator analogic, se analizează ce efecte au asupra economiei de combustibil caracteristicile economice ale centralelor termoelectrice, modul de acoperire a variaţiilor momentane ale sarcinilor, pierderile în reţele şi volumul de apă disponibil pentru centralele hidroelectrice.

C. Penescu, M. Ceapîru. Element de cvadrare cu diode fără amplificator operaţional sumator.

Se descrie un generator de funcţie neliniară — bazat pe elementul cu diodă de tip cvadripol — care realizează aproximarea prin segmente de dreaptă a unei parabole de tipul $y = kx^2$. Se deduc expresia generală a mărimii de ieşire în funcţie de mărimea de intrare şi de elementele schemei, şi condiţiile de realizare a acestei expresii, arătîndu-se că, deoarece expresia nu este o funcţie cu discontinuităţi de speţa a doua, mărimea de ieşire se poate obţine fără amplificator operaţional sumator.

C. Penescu, Petre Dimo. Convertor analog-numeric complet tranzistorizat.

In lucrare s-a descris un convertor analog-numeric complet tranzistorizat, folosindu-se numai elemente construite în ţară. Acest convertor de o concepţie nouă poate folosi atît ca traductor numeric de tensiune sau curent, cît şi ca aparat de măsură numeric.

C. A. Vasilescu, V. Pimsner. Diagrama entropică cu axe curbe pentru 1 kg de substanţă.

Se prezintă modul de realizare şi descrierea unei diagrame entropice cu axe curbe pentru calculul ciclurilor termodinamice ale motoarelor cu aprindere prin compresiune şi turbomotoarelor cu gaze. Cantitatea pentru care s-a realizat diagrama este 1 kg de substanţă, ceea ce a impus alegerea combustibilului cu compoziţia elementară $c = 0{,}8608$ şi $h = 0{,}1392$. In lucrare este dată şi diagrama la o scară convenabilă. Unităţile de măsură folosite sînt cele ale sistemului MKS.

I. Teoreanu. Contribuţii la studiul transferului de căldură fluid-particule în sisteme gazo-disperse (cu aplicaţii la industria cimentului).

In lucrarea de faţă se abordează problema transferului de căldură în unele sisteme gazo-disperse, stabilindu-se relaţii corespunzătoare pentru coeficientul de transfer de căldură gaz-particule solide. Se fac aplicaţii pentru unele agregate utilizate în industria cimentului.

M. Năstase, Al. Dănescu, N. Blezu. Influenţa temperaturii pereţilor anticamerei asupra proceselor de ardere din motoarele Diesel în regim de turaţie variabil.

In lucrare, autorii prezintă rezultatele experimentale obţinute în cercetarea influenţei temperaturii pereţilor anticamerei asupra proceselor de ardere din motoarele Diesel cu anticameră, în regimuri de turaţie variabile.

V. V. Ghia. Metoda de calcul al arzătoarelor cu amestec prealabil funcţionînd cu gaze recirculate.

Se propune metoda de calcul al arzătoarelor cu amestec prealabil, funcţionînd cu gaze recirculate, după ce în prealabil se deduc formulele pentru calculul mărimilor de bază care sînt necesare.

B. Grünwald. Un model fizic nou privind arderea combustibilului în motorul cu aprindere prin scînteie.

In lucrare se elaborează un model fizic nou al propagării flăcării în camera de ardere a unui motor cu aprindere prin scînteie şi, în concordanţă cu el, se stabilesc ecuaţiile care precizează legile de ardere.

Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică, tom 14, București, Edit. Acad. R. P. R. nr. 3 1964.

T. Miclescu, A. Pap, I. Niculescu, S. Iordache: Aspecte ale întocmirii modelului matematic al bilanţului energetic general.

Articolul expune aspecte particulare ale întocmirii modelului matematic al bilanţului energetic general, aspecte ivite în cursul lucrărilor pentru optimizarea bilanţului energetic general al anului 1961.

R. Răduleţ, C. I. Mocanu. Calculul exact al factorului de formă al rezistenţei echivalente a şarjei cuptoarelor de inducţie fără fier pe baza barei model.

Calculul puterii absorbite pe unitatea de înălţime de şarjă a cuptoarelor de inducţie fără fier, efectuat în ipoteza că şarja ar avea înălţimea infinită şi ar fi situată într-un cîmp magnetic alternativ iniţial omogen şi axial produs de bobina inductoare, conduce la valori mult prea mari faţă de cele reale. Acest calcul se corectează cu un factor de formă care în cazul refulării nete a curentului indus în şarjă depinde numai de raportul dintre înălţimea şi diametrul şarjei.

În această lucrare, pe baza modelului de reprezentare a şarjei printr-o bară dreptunghiulară avînd înălţimea paralelă cu liniile inducţiei magnetice, se calculează factorul de formă şi se compară cu alte expresii ale acestui factor, determinate pe baza altor modele de reprezentare a şarjei.

C. I. Mocanu. Calculul rezistenţei în alternativ a barelor cu secţiune poligonală la refulare netă a curentului electric

Calculul rezistenţelor în alternativ al barelor drepte la orice frecvenţă a curentului electric prin bare este efectuat numai în cîteva cazuri: cilindru, tub, placă infinită fără efect de margine etc. Pentru barele cu secţiune poligonală, la efect pelicular net s-a reuşit să se calculeze exact numai rezistenţa barelor cu secţiune dreptunghiulară.

În lucrare, folosind transformarea conformă pe exteriorul unui cerc, se calculează factorul în alternativ k_R ca raport între rezistenţa în alternativ şi rezistenţa în curent continuu, pentru barele cu secţiune poligonală, obţinîndu-se expresii strînse pentru secţiunile poligonal regulate. Factorul în alternativ al barei cu secţiune dreptunghiulară rezultă prin particularizarea expresiei care a fost calculată pentru o secţiune poligonală oarecare.

C. V. Bălă, C. Apetrei. Reducerea forţelor electrodinamice de scurtcircuit la transformatoarele cu înfăşurări cilindrice stratificate

Pe baza unei analize a rezistenţei la scurtcircuit a transformatoarelor cu înfăşurări cilindrice fabricate în prezent, se studiază forţele electrodinamice care se produc datorită repartiţiei neuniforme a solenaţiilor de-a lungul coloanei transformatorului. Astfel se determină efectul de margine al înfăşurărilor şi efectul dispunerii înfăşurării de reglaj asupra forţelor electrodinamice de scurtcircuit; se propun soluţii constructive adecvate pentru diminuarea acestor efecte.

M. Marinescu. Asupra unui proces de transformare a energiei electrice de înaltă frecvenţă în lucru mecanic de joasă frecvenţă. Perspective pentru dezvoltarea a noi tipuri de motoare electrice

Un circuit rezonant în care inductanţa sau capacitatea variază periodic poate funcţiona ca motor a cărui perioadă a mişcării este un multiplu al perioadei curentului de alimentare. Se determină condiţiile pentru ca transformarea energiei electrice în lucru mecanic să aibă loc cu randament ridicat, precum şi condiţiile pentru ca motorul să aibă aceeaşi putere la frecvenţe diferite.

A. Moraru. Asupra legii de variaţie a întrefierului maşinii sincrone cu poli aparenţi

În cazul maşinii sincrone avînd piesa polară tăiată după un arc de cerc, se studiază deosebirile dintre legea reală de variaţie a întrefierului şi legile simplificate presupuse de diverşi autori, stabilind condiţii de admisibilitate şi indicînd interpretarea ce trebuie dată unor mărimi.

Se dau formule şi diagrame pentru mărimile caracteristice şi se fac recomandări pentru folosirea corectă a diagramelor clasice a coeficienţilor caracteristici ai maşinii sincrone.

A. C. Nicolaide. Contribuţii la studiul încălzirii rotoarelor masive ale maşinilor sincrone la pornire în asincron

În această lucrare se urmăreşte să se dea o metodă simplă de calcul pentru predeterminarea încălzirii unui rotor masiv la pornire. Lucrarea este o continuare a articolului [1], în care s-a examinat cazul variaţiei liniare în raport cu timpul vitezei rotorului şi s-a dat soluţia analitică a problemei. În lucrarea [2], apărută ulterior, se tratează aceeaşi chestiune fără a se aduce rezultate noi faţă de lucrarea [1] a autorului.

H. Cristea. Folosirea coeficienţilor de repartiţie la determinarea influenţei structurii reţelei electrice asupra repartiţiei optime a puterilor

Lucrarea cuprinde o scurtă privire asupra metodelor de determinare a pierderilor în reţeaua electrică cu referire la considerente privind ipotezele simplificatoare la folosirea coeficienţilor de repartiţie, pentru calculul coeficienţilor de pierderi, introducînd şi o ipoteză asupra variaţiei sarcinii. În final se dau o serie de expresii pentru determinarea influenţei structurii reţelei electrice asupra repartiţiei optime prin corecţia coeficienţilor de pierderi.

I. Adămuţ, M. Petcu. Rezultate privind măsurarea curenţilor de conducţie la izolatoare contaminate în condiţii naturale

În lucrare se prezintă variaţia în funcţie de diverşi factori a curentului de conducţie pe izolatoare, datorită depunerilor din atmosfera contaminată în mediu maritim.

Se indică importanţa fenomenelor antecedente (durata de expunere a stratului electrolitic la o atmosferă cu diverşi parametri) asupra valorii momentane a curenţilor.

D. Grecov, I. Iordache. Gradul de negreală al flăcărilor autocarburate

În lucrare se studiază influenţa diferiţilor factori asupra mărimii gradului de negreală al flăcărilor cu particule de funingine în cazul autocarburării gazului metan.

Formulele propuse permit să se calculeze valorile gradului total de negreală în funcţie de diametrul mediu al particulelor de funingine, de concentraţia acestora, de grosimea stratului radiant şi de temperatura flăcării.

N. Pănoiu, I. Carabogdan, G. Singer şi *C. Crăciuneanu.* Interdependenţa parametrilor geometrici şi funcţionali la modelarea izotermică monofazică a focarului ciclon orizontal.

Se prezintă interdependenţa parametrilor constructivi şi funcţionali în cazul modelării unui focar ciclon orizontal. Se propun relaţii criteriale de calcul al parametrilor funcţionali funcţie de parametrii geometrici. Se analizează influenţa parametrilor constructivi asupra componentelor vitezei din focar.

I. Cserveny şi *D. Grecov.* Cicluri mixte gaz-abur cu reacţii endotermice

În articol se analizează efectul introducerii unei reacţii endotermice în ciclurile mixte gaz-abur asupra randamentului instalaţiei. Asemenea cicluri sînt posibile numai dacă în turbina de gaze se destinde un agent de lucru combustibil, în exemplul prezentat un amestec de gaz de sinteză şi produse de ardere obţinute din gaz metan sub presiune.

Întrucît sporul relativ de randament care se obţine este de ordinul 6—8 %, ciclurile discutate prezintă un interes deosebit pentru centralele termoelectrice cu combustibil gazos natural.

C. A. Vasilescu şi *V. Pimsner.* Cifra caracteristică a sarcinii termice la motoarele cu aprindere prin compresiune supraalimentate

În lucrare se introduce parametrul cifră caracteristică a sarcinii termice Φ, definită pentru motoarele supraalimentate de relaţia (10) şi figurat în funcţie de turaţia specifică în figura 1. Se indică folosirea acestei mărimi pentru analiza parametrilor principali ai motoarelor supraalimentate.

B. Grünwald. Cercetarea procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie cu considerarea adîncimii zonei de ardere din flacăra turbulentă

În lucrare se stabilesc ecuaţiile care permit, pe baza diagramei presiune-unghi RAC, obţinerea informaţiilor necesare în vederea analizei procesului de ardere dintr-un motor dat.

I. Cserveny. Asupra posibilităţilor de aplicare a turbinelor de trecere în centrale termoelectrice

Analizînd ponderea turbinei de trecere în centralele termoelectrice pe gaze naturale, se observă că ea depinde de condiţiile de transport în conductă al gazelor naturale şi de soluţia termică care se adoptă pentru încălzirea gazelor. Se stabileşte o relaţie care leagă puterea turbinei de trecere de capacitatea de transport a conductei cu care funcţionează în comun. Cîteva scheme termice sînt analizate din punctul de vedere al creşterilor relative de randament şi putere, mărimi care intervin direct în stabilirea condiţiilor de aplicare economică a turbinelor de trecere.

I. Şerbănuţ. **Protecţia muncii în construcţia de maşini.** Bucureşti, Editura tehnică, 1964, 296 pag., 104 fig.

În ţara noastră, grija faţă de om constituie o preocupare permanentă a partidului şi guvernului. În lumina acestor preocupări se acordă o mare atenţie problemelor legate de protecţia muncii.

Protecţia muncii are drept scop îmbunătăţirea condiţiilor de muncă, prevenirea accidentelor de muncă şi a îmbolnăvirilor profesionale, uşurarea efortului fizic al celor ce muncesc, prin mecanizarea muncilor grele şi periculoase, cum şi asigurarea unor condiţii speciale în ceea ce priveşte munca femeilor şi a tinerilor.

Pentru a asigura traducerea în practică a acestor importante sarcini cu privire la protecţia muncii şi tehnica securităţii au fost întocmite pentru toate ramurile industriale norme şi instrucţiuni, au fost luate numeroase măsuri tehnico-organizatorice, s-a desfăşurat o largă şi complexă acţiune propagandistică, se publică numeroase lucrări de specialitate în aceste domenii.

Lucrarea „Protecţia muncii în construcţia de maşini", tratează, în cele 17 capitole din care este alcătuită, problemele principale cu privire la protecţia muncii în întreprinderile care fac parte din industria construcţiilor de maşini.

Capitolul unu cuprinde consideraţii generale cu privire la legislaţia protecţiei muncii, la organizarea protecţiei muncii de către cei care conduc, organizează şi controlează producţia şi care răspund pentru deplina realizare a măsurilor de protecţia muncii.

Capitolul doi tratează despre accidentele în muncă, se dă clasificarea accidentelor de muncă, se arată cum trebuie să se procedeze în caz de accidentare (primul ajutor), se arată pe larg măsurile generale care trebuie luate pentru prevenirea accidentelor. Se insistă asupra necesităţii instruirii muncitorilor etc.

Igiena muncii constituie tema capitolului trei. Se arată condiţiile meteorologice ale mediului industrial, importanţa acestor condiţii pentru bunul mers al producţiei şi al sănătăţii muncitorilor. Tot în acest capitol se vorbeşte despre bolile profesionale, despre cazurile care provoacă aceste boli; de asemenea, tot aici se discută problema alegerii terenului, amplasarea şi construcţia clădirilor industriale, care trebuie să îndeplinească o serie de condiţii sanitare.

Capitolele patru şi cinci se ocupă de problemele în legătură cu ventilarea industrială, cu zgomotul şi vibraţiile, indicînd căile necesare pentru realizarea ventilării şi combaterea zgomotului.

În capitolele şase şi şapte se dezvoltă problemele privind iluminatul industrial şi coloritul încăperilor industriale, subliniind importanţa acestor factori şi influenţa lor în ceea ce priveşte îmbunătăţirea condiţiilor de muncă, menţinerea capacităţii de muncă a oamenilor, reducerea accidentelor de muncă, randamentul muncii.

În ce priveşte protecţia muncii la instalaţiile electrice, în capitolul opt se arată condiţiile în care se poate produce electrocutarea, măsurile de protecţie pentru evitarea electrocutărilor, ajutoarele necesare în asemenea accidente.

Protecţia muncii la instalaţiile sub presiune şi protecţia muncii la transportul interior formează materialul capitolelor nouă şi zece, subliniindu-se măsurile care trebuie luate pentru evitarea pericolului de accidentare în aceste sectoare.

Capitolul 11 se ocupă pe larg de problemele protecţiei muncii la prelucrarea metalelor la cald, scoţîndu-se în evidenţă factorii principali care duc la uşurarea şi îmbunătăţirea condiţiilor de muncă în atelierele de prelucrare la cald a metalelor (mecanizarea şi automatizarea principalelor operaţii de bază şi auxiliare, care au un mare volum de muncă manuală).

Capitolul 12 tratează protecţia muncii la lucrările de sudare, iar capitolul 13 se ocupă de protecţia muncii la prelucrarea metalelor la rece, insistînd asupra organizării locurilor de muncă şi respectării regulelor de tehnica securităţii.

Capitolele 14, 15, şi 16 se referă la protecţia muncii la prelucrarea lemnului, la acoperirile metalice şi la vopsirea metalelor, arătîndu-se că în aceste ateliere sînt necesare măsuri speciale de protecţia muncii din cauza vicierii aerului cu vapori şi gaze toxice şi metode moderne de lucru.

Ultimul capitol, 17, tratează despre protecţia muncii la lucrările cu substanţe radioactive.

Tratînd principalele probleme ale protecţiei muncii în întreprinderile din industria construcţiilor de maşini, lucrarea se adresează muncitorilor, tehnicienilor şi inginerilor din această ramură a industriei. Ea poate folosi şi elevilor care frecventează şcolile tehnice, cum şi pentru şcolile tehnice de maiştri.

C. Ghiulai. **Mecanica automobilului**. Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 440 pag., 248 fig.

În această lucrare formată din 10 capitole, autorul studiază procesul mişcării automobilului şi precizează metodele şi relaţiile fundamentale folosite la cercetare şi calculul acestui proces.

Capitolul 1 cuprinde elemente introductive necesare pentru studiul mişcării automobilului. Se definesc principalele caracteristici tehnice de exploatare ale automobilului, se examinează procesul autopropulsării şi se descrie modul de determinare a randamentului transmisiei.

Capitolul 2 este consacrat rezistenţelor la înaintare. În primul rînd se studiază rezistenţa la rularea roţilor, stabilindu-se parametrii caracteristici, influenţele exercitate de diferiţi factori constructivi şi de exploatare şi relaţiile de calcul. De asemenea, este tratată rezistenţa aerului, o atenţie deosebită fiind acordată încercărilor experimentale de determinare a calităţilor aerodinamice ale automobilului, în condiţii de laborator şi de cale. Prezentarea rezistenţelor la urcarea pantelor, la accelerare şi la înaintarea autoremorcilor este urmată, în finalul capitolului, de analiza globală a rezistenţelor la înaintare, în funcţie de viteza de mişcare.

În capitolul 3 sînt luate în considerare reacţiunile căii asupra roţilor, pentru diferite tipuri de automobile cu două osii (osia motoare în spate, osia motoare în faţă, ambele osii motoare, automobile cu remorcă etc.) şi cu trei osii (osiile posterioare motoare, toate osiile motoare). Un paragraf special este destinat metodelor moderne de determinare a coeficientului de aderenţă.

Studiul performanţelor automobilului constituie obiectul capitolului 4. Se elaborează ecuaţia generală de mişcare şi apoi se prezintă caracteristica de tracţiune şi caracteristica dinamică, cu precizarea dependenţelor faţă de diferiţi parametri şi a modului de utilizare a acestei caracteristici la aprecierea performanţelor automobilului. În continuare se examinează demarajul automobilului, panta limită care poate fi urcată de un automobil lansat, caracteristica puterilor. În încheiere, după studiul performanţelor prin integrarea analitică a ecuaţiei diferenţiale de mişcare, este tratată frînarea autocamionului.

Capitolul 5 se referă la calculul tracţiunii automobilului, care comportă următoarele etape: calculul puterii motorului corelat cu determinarea caracteristicii sale exterioare, determinarea raportului de transmitere a angrenajului principal şi etajarea schimbătorului de viteze. Pe lîngă acestea, în capitol se abordează problemele încărcărilor suplimentare ale transmisiei la deplasarea în linie dreaptă şi la viraje.

Un interes major îl suscită capitolul 6, care se ocupă de elementele de bază ale propulsiei automobilelor cu transmisie hidrodinamică. Pentru început se dau noţiuni principale privind transmisiile continue, subliniindu-se avantajele lor în comparaţie cu transmisiile în trepte. Se prezintă apoi principiul constructiv şi funcţional şi caracteristicile ambreiajelor şi transformatoarelor hidrodinamice, funcţionarea motorului împreună cu fiecare din ele fiind tratată separat. Un ultim paragraf este dedicat performanţelor automobilelor echipate cu transmisie hidrodinamică, avînd ca obiective caracteristicile de tracţiune şi dinamice şi parametrii demarajului.

După examinarea problemelor consumului de combustibil al automobilelor, inclusiv a celor cu transmisie hidrodinamică (capitolul 7), se trece la studiul elementelor de bază ale suspensiei (capitolul 8). În acest sens se analizează oscilaţiile libere ale automobilului considerat ca un corp elastic cu un singur grad de libertate, evidenţiindu-se influenţele exercitate de masele suspendate şi de elasticitatea pneurilor; ca urmare, se formulează criteriile şi parametrii de apreciere a calităţii suspensiei. De asemenea, se studiază oscilaţiile automobilului considerat ca un sistem cu două grade de libertate.

În capitolul 9 se iau în discuţie maniabilitatea şi stabilitatea, performanţe de primă importanţă la automobilele moderne, avînd viteze mari de deplasare. Condiţiile de maniabilitate sînt cercetate pentru diferite scheme de mişcare rectilinie şi în viraj, cu menţionarea efectului vîntului lateral. În mod asemănător este tratată stabilitatea automobilului, un loc aparte fiind rezervat oscilaţiilor roţilor directoare.

Capitolul 10 dezvoltă problemele capacităţii de trecere. Reţinem din cuprins parametrii de tracţiune şi geometrici ai capacităţii de trecere, dependenţa acesteia faţă de soluţiile constructive ale automobilului.

Lucrarea prezintă un bogat material referitor la mecanica automobilului, axat atît pe aspecte clasice din acest domeniu, cît şi pe cele mai noi, corespunzătoare tehnicii actuale (de exemplu, în capitolele 2 şi 6). Este utilă inginerilor care se ocupă cu proiectarea, construirea şi exploatarea autovehiculelor, cum şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior de specialitate.

V. Moldovan. **Utilajul secţiilor de forjă**. Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 428 pag., 451 fig.

Lucrarea tratează utilajele folosite în secţiile de forjă, urmărind rezolvarea a trei probleme: cunoaşterea utilajului, calculul energetic şi de rezistenţă şi exploatarea raţională corelată cu întreţinerea corespunzătoare. Este compusă din nouă capitole.

Capitolul unu are un caracter introductiv, ocupîndu-se de noţiunile privind deformarea plastică a metalelor şi de clasificarea utilajelor secţiilor de forjă. Aceste materiale sînt însoţite de unele date practice necesare în calcul, cum sînt: valorile coeficienţilor de frecare la diferite temperaturi, rezistenţa la rupere pentru diverse calităţi de oţeluri etc.

Capitolul doi se referă la una dintre cele mai importante grupe de maşini de forjat — aceea a ciocanelor. După elemente asupra dinamicii acestor maşini, se prezintă ciocanele cu abur-aer. În primul rînd se enumeră domeniile de utilizare şi caracteristicile tehnice ale principalelor tipuri şi se descrie principiul de funcţionare. În continuare se elaborează calculul ciocanelor cu abur-aer, în care se evidenţiază aspectele termodinamice, particularităţile ciocanelor cu contralovitură şi problemele agentului motor. Dintre mecanismele şi organele ciocanelor cu abur-aer, a căror construcţie, funcţionare şi întreţinere sînt tratate ulterior, cităm ansamblul cilindru-piston-berbec, batiul şi şabota, mecanismele de comandă şi de siguranţă.

O alcătuire asemănătoare are paragraful destinat ciocanelor pneumatice. Ciocanele mecanice examinate în continuare sînt cele cu arc, cu scîndură, cu curea şi cu lanţ. Capitolul cuprinde şi descrierea unor ciocane speciale, cum şi un bogat material privind ciocanele (presele) cu şurub. Ca o caracteristică generală trebuie relevat faptul că se insistă asupra celor mai noi realizări din domeniul abordat.

Prezentarea preselor mecanice care constituie obiectul capitolului trei este organizată în conformitate cu operaţiile la care sînt folosite: prese pentru matriţare la cald, prese de forjat orizontale, prese de debavurat şi îndoit. Ca şi în cazul ciocanelor, după calculul preselor se analizează construcţia, funcţionarea şi întreţinerea mecanismelor şi organelor componente; de asemenea, se subliniază aspectele tehnico-economice legate de utilizarea lor raţională.

Capitolul patru este consacrat preselor hidraulice. Reţin îndeosebi atenţia utilajele auxiliare ale instalaţiilor preselor hidraulice, cum sînt: pompele, acumulatoarele, multiplicatoarele, organele de distribuţie a lichidului şi sistemele de siguranţă. Un loc special este rezervat diferitelor tipuri de instalaţii de prese hidraulice pentru forjare şi matriţare.

Capitolul cinci se referă la utilaje speciale de forjă. Tipurile prezentate sînt produse în diferite ţări, ca, de exemplu maşinile cehoslovace cu cilindri de forjare, folosite la execuţia preforjatelor pentru matriţare, maşinile de forjat reducătoare (U.R.S.S. şi R.S.C.), pentru micşorarea secţiunii materialului, maşinile tip GFM (Geselschaft für Fertigung und Maschinenbau Steyer), pentru forjarea de precizie a pieselor cilindrice şi maşinile Dynapak (S.U.A.) pentru deformarea cu viteză mare a metalelor.

În capitolul şase se trece la utilaje auxiliare (pentru debavurat, manevră şi transport) şi la problemele mecanizării şi automatizării secţiilor de forjă. Menţionăm din cuprins maşinile şi agregatele de forjat, cu comandă automată, şi liniile automate de forjare.

Capitolul şapte se ocupă de fundaţiile utilajelor de forjă. Se elaborează calculul fundaţiei pentru ciocane cu aplicare la un caz practic şi se dau exemple de construcţii de fundaţii cu evidenţierea operaţiilor de întreţinere şi reparaţii.

Exploatarea, modernizarea şi încercarea utilajelor de forjă sînt examinate în capitolul opt. Se remarcă aici considerentele privind alegerea utilajelor, pe baza comparării posibilităţilor lor de lucru în vederea execuţiei diferitelor piese prin forjare liberă sau matriţarea, şi măsurile de modernizare a utilajelor mai vechi. Operaţiile de încercare şi recepţie privesc aspectele energetice, de rezistenţă şi de precizie funcţională.

Capitolul nouă ridică o altă problemă importantă—protecţia muncii la lucrul cu utilajele din secţiile de forjă.

Lucrarea înglobează un material complex privind utilajele de forjare, constituind una dintre puţinele realizări în această specialitate din literatura noastră tehnică. Se adresează cadrelor tehnico-inginereşti din diferite ramuri ale domeniului abordat (proiectare, fabricaţie, exploatare etc.), cu atît mai mult cu cît este prevăzută cu numeroase exemple de calcul şi date practice.

Max von Laue. **Istoria fizicii**. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1965.

Fizicianul german Max von Laue (1879—1960), unul dintre cunoscuţii oameni de ştiinţă în domeniul fizicii contemporane, este autorul lucrării „Istoria fizicii''. Contribuţia sa în fizică este deosebit de importantă. Ea se concretizează în rezultate prodigioase: în dezvoltarea teoriei asupra razelor Röntgen, în termodinamica radiaţiei, în supraconductibilitate, în teoria relativităţii etc.

Deşi într-un volum mic, scrisă într-un stil lapidar, lucrarea cuprinde un material vast şi bogat în idei, care este sintetizat într-o formă originală şi modernă.

„Istoria fizicii'' cuprinde datele şi personalităţile de seamă care au contribuit la descoperirile principale din fizică. Aceste materiale sînt însoţite de concluziile personale ale autorului, care concordă în bună parte cu concepţia materialist-dialectică, prin convingerea în realitatea obiectivă a lumii exterioare, a tuturor corpurilor şi fenomenelor pe care le studiază fizica.

În introducerea care însoţeşte cele 14 capitole sînt enunţate momentele mai importante din istoria omenirii, care au dat impuls cercetărilor din domeniul ştiinţelor naturii, şi este prezentată conexiunea dintre fizică şi matematică, filozofie şi tehnică. Autorul se situează categoric pe poziţii materialiste privind gnoseologia; respinge toate acele teorii din domeniul fizicii, care susţin dependenţa fenomenelor de diverşi factori spirituali sau biologici ai mediului. „În realitate, arată M. v. Laue, fizica nu a avut niciodată o formă gata constituită, încheiată pentru toate timpurile, şi nici nu poate să o aibă, deoarece caracterul finit al conţinutului ei stă întotdeauna faţă în faţă cu infinitatea de percepţii posibile'' (p. 18).

Primele trei capitole sînt intitulate: măsurarea timpului, mecanica, gravitaţia şi acţiunea la distanţă. În mod special, autorul se ocupă de fizica clasică şi îndeosebi de teoria mişcării — dinamica — întemeiată de Galileo Galilei, dezvoltată de Christian Huygens şi perfecţionată de Isac Newton. Progresul în mecanică a fost deosebit de important. El culminează cu teoria lui Einstein din 1905, prin care se aduce o modificare a noţiunii de masă. Cu toate că teoria cuantelor limitează aplicabilitatea mecanicii numai la anumite sfere, există o strînsă legătură între ele. Tot în capitolele consacrate mecanicii, autorul se ocupă de o ramură care s-a dezvoltat independent, acustica. Lucrarea se referă în special la aspectele tehnice: inventarea telefonului, transmiterea sunetelor pe unde electrice, descoperirea mijloacelor de a produce unde sonore în apă, contribuţia fizicianului Paul Langevin în descoperirea şi aplicarea ultrasunetelor etc. Un loc important îl ocupă în lucrare problemele cercetării gravitaţiei, descoperirea legii atracţiei universale, care a pus bazele astronomiei teoretice. Se ştie că descoperirile care au avut loc în legătură cu mişcarea corpurilor cereşti au constituit o lovitură puternică dată concepţiei idealiste despre lume şi au ridicat foarte mult prestigiul fizicii şi al ştiinţei despre natură în general.

Capitolul următor se referă la optică. Ca şi în celelalte capitole, autorul face un istoric al cercetărilor din acest domeniu şi se opreşte mai mult asupra explicării culorii şi analizei spectrului, existenţei unei viteze finite de propagare a luminii, descoperirii interferenţei, a difracţiei şi a polarizării.

Capitolele 5 şi 6 se ocupă de problemele electricităţii şi magnetismului, cum şi de sistemul de referinţă în fizică. Sînt tratate cele trei perioade prin care trece sistemul de referinţă, şi anume: perioada geometrică începînd din antichitatea greacă pînă în secolul al XVII-lea, perioada dinamică, care a cuprins întreaga fizică începînd cu victoria teoriei ondulatorii a luminii (aproximativ anul 1800) şi perioada relativităţii a lui A. Einstein, începînd din 1905.

Capitolele 7, 8, 9 sînt intitulate: fundamentele teoriei căldurii, principiul conservării energiei, termodinamica. Ele cuprind idei legate de temperatura corpurilor şi de măsurarea ei, despre propagarea căldurii, deosebirea dintre temperatură şi cantitatea de căldură, despre importanţa şi folosirea principiilor care stau la baza termodinamicii clasice, legătura dintre termodinamică şi celelalte teorii etc.

Ultimele cinci capitole sînt destinate atomului şi structurii lui. Acestea sînt: atomistica, fizica nucleară, fizica cristalelor, radiaţia termică, fizica cuantică. Autorul şi-a propus să prezinte realizările uriaşe care au avut loc în acest domeniu, începînd cu cele din secolul XVIII, acordînd cel mai mult spaţiu celor realizate în secolul XX. Fiind vorba de o lucrare scrisă în anul 1947 şi îmbunătăţită în alte două ediţii, lucrarea se opreşte la realizările perioadei respective.

În afară de capitolele menţionate, cartea conţine în anexă „Drumul meu în fizică”, o prezentare autobiografică a lui M. v. Laue, cu principalele jaloane ale vieţii şi ale activităţii lui şi detalii interesante despre personalităţi de seamă ca M. Planck şi W. Röntgen. De asemenea, cartea este însoţită de o postfaţă semnată de V. I. Kuzneţov la ediţia rusă, care face o prezentare multilaterală a autorului şi a aspectelor filozofice ale lucrării „Istoria fizicii”.

Marx, Engels, Lenin. **Despre comunismul ştiinţific**. Bucureşti, Editura politică, 1964.

Lucrarea apărută, în traducere, în Editura politică cuprinde o culegere de extrase din numeroase opere ale clasicilor marxism-leninismului privind teoria comunismului ştiinţific. Materialele culese din operele lui Marx, Engels şi Lenin sînt împărţite în 11 capitole astfel:

Capitolul I se intitulează „Precursorii comunismului ştiinţific. Socialismul utopic” şi îi prezintă pe reprezentanţii acestui curent Saint—Simon, Fourier şi Owen cu explicarea limitelor concepţiei lor în strînsă legătură cu condiţiile istorice concrete, şi anume: clasa muncitoare insuficient dezvoltată pentru a păşi în arena mondială ca promotor al istoriei; condiţiile materiale ale eliberării clasei muncitoare nu erau suficient maturizate în sînul vechii orînduiri. Marx şi Engels în „Manifestul Partidului Comunist” au scris în această direcţie următoarele: „Deoarece dezvoltarea antagonismului de clasă merge în pas cu dezvoltarea industriei, ei nu găsesc încă în societate nici condiţiile materiale pentru eliberarea proletariatului şi caută o ştiinţă socială, legi sociale, care să creeze aceste condiţii. Locul activităţii sociale trebuie să-l ia activitatea lor inventivă personală; locul condiţiilor istorice ale eliberării — condiţii fanteziste; locul organizării treptate a proletariatului ca clasă — o organizare născocită de ei a societăţii. Viitoarea istorie a lumii se reduce pentru ei la propagarea şi la realizarea practică a planurilor lor sociale.”

Capitolul II se referă la „Apariţia comunismului ştiinţific” şi îşi propune să prezinte izvoarele teoriei marxist-leniniste despre societate şi ideile principale ale comunismului ştiinţific: concepţia materialistă despre istorie, lupta de clasă a proletariatului etc. De asemenea, se acordă un loc important aprecierilor lui V. I. Lenin la adresa lui Karl Marx şi Fr. Engels, întemeietorii comunismului ştiinţific.

Capitolul III grupează referiri cu privire la „Revoluţia socialistă”. Un loc important ocupă în acest capitol problemele legate de inevitabilitatea istorică a revoluţiei socialiste, premisele materiale ale revoluţiei socialiste, rolul istoric al proletariatului, problema alianţei proletariatului cu masele neproletare în revoluţie, despre posibilitatea victoriei revoluţiei socialiste într-o singură ţară, despre legile generale de dezvoltare a revoluţiilor socialiste şi manifestările lor specifice în diferitele ţări, clasicii marxism-leninismului despre căile paşnice şi nepaşnice de înfăptuire a revoluţiei, despre condiţiile victoriei revoluţiei socialiste etc.

În continuare, capitolul IV se ocupă de „Misiunea istorică a dictaturii proletariatului”. Deosebit de importante sînt referirile lui Marx, Engels şi Lenin despre necesitatea dictaturii proletariatului. În acest sens merită citat următorul fragment din scrisoarea lui Marx către Weindemeyer, prin care arată contribuţia sa esenţială în teoria luptei de clasă: „Ceea ce am făcut eu nou a fost: 1) că am dovedit că existenţa claselor este legată numai de anumite faze istorice de dezvoltare a producţiei; 2) că lupta de clasă duce în mod necesar la dictatura proletariatului; 3) că această dictatură constituie numai trecerea la desfinţarea tuturor claselor şi la o societate fără clase”.

Cele mai multe extrase sînt din lucrările lui V. I. Lenin, care a avut menirea să apere teoria marxistă în ceea ce are mai revoluţionar şi s-o dezvolte. În continuare se tratează esenţa şi sarcinile dictaturii proletariatului, economia în perioada dictaturii proletariatului, clasele şi lupta de clasă în perioada de trecere de la capitalism la socialism. În atenţia fondatorilor teoriei marxist-leniniste a stat problema formelor dictaturii proletariatului. Lucrarea cuprinde în această direcţie analizele făcute Comunei din Paris (1871) şi Sovietelor ca forme ale dictaturii proletariatului.

Capitolul V cuprinde extrase din operele clasicilor marxism-leninismului privind „Transformarea socialistă în perioada de trecere de la capitalism la socialism”. Ele sînt grupate pe următoarele probleme: transformarea proprietăţii capitaliste private în proprietate socialistă; scrierile lui V. I. Lenin cu privire la particularităţile capitalismului de stat în această perioadă; Marx, Engels şi, în special, Lenin despre transformarea socialistă a agriculturii.

În capitolul VI sînt grupate problemele legate de tematica „Înlăturarea opoziţiei dintre oraş şi sat”, cuprinzînd referiri la apariţia contradicţiei dintre oraş şi sat, ascuţirea opoziţiei în condiţiile capitalismului şi căile de înlăturare a opoziţiei dintre oraş şi sat.

Capitolul VII este consacrat revoluţiei culturale şi sînt publicate extrase din operele lui V. I. Lenin privind atitudinea proletariatului faţă de cultura burgheză. El arată că „revoluţiile anterioare au pierit tocmai pentru că muncitorii nu se puteau menţine printr-o dictatură fermă şi n-au înţeles că numai prin dictatură, numai prin violenţă, prin constrîngere nu te poţi menţine; te poţi menţine numai preluînd întreaga experienţă a capitalismului progresist, civilizat, bazat pe tehnică, luînd în slujbă pe toţi aceşti oameni”. În continuare capitolul cuprinde referiri la: necesitatea ridicării nivelului de instruire şi cultură a maselor, revoluţia culturală şi cooperativizarea agriculturii, rolul intelectualilor în revoluţia culturală etc.

Capitolul VIII se referă la „Revoluţia socialistă şi problema naţională.” Problema este tratată pornindu-se de la ideea că naţiunile sînt un produs inevitabil al epocii burgheze, dar proletariatul nu se poate dezvolta în cadrul orînduirii capitaliste fără să ţină seamă de această caracteristică. În dezvoltarea capitalismului se manifestă două tendinţe istorice în problema naţională. V. I. Lenin arată că „prima (tendinţă): trezirea vieţii naţionale şi a mişcărilor naţionale, lupta împotriva oricărei asupriri naţionale, crearea statelor naţionale. A doua: dezvoltarea şi strîngerea legăturilor de tot felul între naţiuni; zdrobirea îngrădirilor naţionale, crearea unităţii internaţionale a capitalului, a vieţii economice în genere, a politicii, a ştiinţei etc. . . . Prima precumpăneşte la începutul dezvoltării lui, a doua caracterizează capitalismul ajuns la maturitate şi păşind spre transformarea sa în societate socialistă”.

În continuare se arată deosebirea radicală dintre naţionalismul burghez şi internaţionalismul proletar, cît şi aspecte ale autodeterminării şi egalităţii în drepturi a naţiunilor.

Capitolul IX este consacrat unei probleme deosebit de importantă prin actualitatea ei, şi anume „Problema războiului, a păcii şi a coexistenţei paşnice a ţărilor socialiste cu ţările capitaliste”. Lucrările lui V. I. Lenin despre războiul imperialist şi războiul civil, despre pace şi coexistenţă paşnică sînt numeroase. Ele constituie o bază teoretică pentru lămurirea unor probleme ca: războiul — o continuare a politicii cu alte mijloace. Astfel se dă următoarea definiţie: „Războiul este continuarea politicii prin alte mijloace. Orice război este legat indisolubil de acea orînduire politică din care rezultă. Aceeaşi politică pe care un anumit stat, o anumită clasă dinăuntrul acestui stat a dus-o în decursul unei perioade îndelungate înaintea războiului, această clasă o continuă neapărat şi inevitabil şi în timpul războiului, schimbînd doar forma de acţiune”. De asemenea se arată atitudinea marxismului faţă de război, despre războaiele imperialiste, particularităţile războiului civil, despre pace şi coexistenţă paşnică etc.

Capitolul X grupează referirile clasicilor marxism-leninismului cu privire la „Formaţiunea social-economică comunistă”.

Principalele lucrări care tratează despre cele două faze ale societăţii comuniste sînt : „Critica programului de la Gotha" (Karl Marx) şi „Statul şi revoluţia" (V. I. Lenin). În continuare sînt probleme privind trăsăturile fundamentale ale socialismului, baza tehnică-materială a acestei faze, evidenţa şi controlul exercitat de popor asupra producţiei şi consumului ; sînt prezentate de asemenea trăsăturile fundamentale ale fazei superioare, munca—prima necesitate vitală, repartiţia comunistă de la fiecare după capacităţi, fiecăruia după nevoi, comunismul şi dezvoltarea multilaterală a individului, comunismul şi dispariţia treptată a claselor şi a statului, comunismul şi dispariţia naţiunilor şi a deosebirilor naţionale.

Lucrarea se încheie cu un capitol consacrat criticii revizionismului, reformismului şi dogmatismului.

Meritul de a se fi editat această lucrare revine Editurii politice, deoarece dă posibilitatea cunoaşterii mai profunde a lucrărilor clasicilor marxism-leninismului în domeniul materialismului istoric.

Cronică

A doua sesiune de comunicări tehnico-economice a Combinatului siderurgic Hunedoara

In zilele de 25 şi 26 iunie a avut loc la Combinatul siderurgic Hunedoara a doua sesiune tehnico-economică a acestui combinat.

La sesiune au participat reprezentanţii ministerelor interesate (Ministerul Industriei Metalurgice şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini), ai Comitetului de Stat al Planificării, ai institutelor de învăţămînt superior, precum şi ai uzinelor metalurgice şi constructoare de maşini.

După cuvîntul de deschidere rostit de ing. Agachi Nicolae, director general al combinatului şi Ştefan Şoimoşi, preşedintele sindicatului, s-au prezentat următoarele referate :

— Unele aspecte tehnico-economice ale îmbunătăţirii calităţii materiilor prime în primul ciclu siderurgic, de ing. V. David.

— Pierderile de metal în circuitul siderurgic, de ing. O. Lung.

— Criteriul de stabilire a preţurilor de vînzare a produselor siderurgice, stimulent pentru îmbunătăţirea calităţii, de ing. I. Ionică.

După aceea, în cadrul lucrărilor celor două secţii (secţia I cocs-aglomerat-fontă şi secţia a II-a, oţel-laminate), s-au prezentat 24 comunicări :

—Consideraţii privind componenţa şarjei şi perioada de cocsificare în obţinerea cocsului metalurgic de calitate, de ing.V. David şi ing. E. Kaba, în care s-au prezentat rezultatele cercetărilor efectuate la CSH în îmbunătăţirea calităţii cocsului. Se arată că cercetarea matematică a datelor de exploatare în condiţiile utilizării unor şarje complexe a permis stabilirea influenţei cantitative a duratei de cocsificare a amestecului de cărbuni asupra rezistenţei mecanice a cocsului, evidenţiindu-se şi faptul că variaţia componenţei încărcăturii face ca această influenţă să fie diferită.

— Influenţa înlocuirii cocsului mărunt cu alţi combustibili solizi în şarja de aglomerare asupra calităţii aglomeratului autofondant, de ing. V. Răileanu şi ing. Maia Foltişka, în care se arată influenţa negativă pe care o au aceşti combustibili noi asupra calităţii aglomeratului autofondant.

— Aspecte ale utilizării combustibililor gazoşi la aglomerarea minereurilor şi influenţa lor asupra calităţii aglomeratului, de ing. Gh. Gheorghişor, în care se prezintă instalaţia şi rezultatele obţinute în încercările de înlocuire parţială a cocsului mărunt cu gaz metan, arătîndu-se că prin aceasta nu scade calitatea aglomeratului.

— Cercetări în domeniul calităţii cocsului metalurgic. Reactivitatea, de ing. Ştefan Forizs, în care se prezintă rezultatele efectuate în ultimii ani, în direcţia proprietăţilor fizico-chimice ale cocsului şi unele aspecte ale comportării cocsului cu diferite reactivităţi în furnal.

— Cercetări în domeniul calităţii cocsului metalurgic. Rezistenţa, de ing. Ştefan Forizs.

— Cercetări privind posibilităţile de obţinere a diciclopentadienei din gazul de cocs, de ing. Margareta Mazur.

— Cercetări privind purificarea bazelor piridinice, de ing. Valentina Dan.

— Aspecte din practica conducerii furnalelor de mare capacitate şi calitatea fontei produse, de ing. Cl. Marinescu şi T. Vasilescu.

— Influenţa repartiţiei încărcăturii asupra productivităţii furnalului, de ing. P. Opriş şi Gh. Roman.

— Consideraţii asupra unor indicatori calitativi ai minereurilor şi aglomeratelor-reductibilitatea, de ing. A. Tiu şi ing. Gh. Gheorghişor.

— Calculul consumului specific de cocs pe calculatorul electronic Eliot 803 B, de F. Csaba şi C. Lupşa.

— Consideraţii asupra curăţării laminatelor, factor hotărîtor în îmbunătăţirea calităţii, de ing. O. Niţă, în care se tratează comparativ diferite metode de cercetare prin prisma productivităţii şi a eficienţei economice, precum şi caracteristicile curăţării în raport cu standardele în vigoare.

— Unele aspecte calitative ale fabricării oţelului pentru sape cu role, de ing. B. Rusu, în care se prezintă cercetările efectuate la scară industrială în scopul îmbunătăţirii oţelului pentru sape cu role, cum şi rezultatele obţinute.

— Incercări de reducere a procentului de incluziuni în oţel, prin folosirea gazelor inerte, de ing. C. Birişteică, în care se arată că barbotarea cu argon a oţelului în oala de turnare a dus la reducerea incluziunilor nemetalice.

— Particularităţile regimului termic al cuptoarelor Simens-Martin de 400 t, de ing. C. Deheleanu şi O. Klöckl.

— Utilizarea gazului metan la elaborarea oţelului în cuptoare Martin, de ing. A. Pedimonte.

— Imbunătăţirea calităţii suprafeţelor de lucru ale cilindrilor din oţel prin călire cu CIF, de ing. O. Klöckl şi ing. N. Clej, în care se prezintă instalaţia originală fabricată în ţară pentru orice dimensiune de cilindri netezi pînă la 3 000 mm lungime de tăblie, prin a cărei folosire s-a realizat o creştere a campaniilor de laminare cu circa 44 %.

— Imbunătăţirea funcţionării cuptoarelor adînci pe zgură lichidă, de ing. I. I. Mihuţ şi V. Văzdăuţeanu.

— Reducerea consumului de metal prin îmbunătăţirea formei lingoului, de ing. Elena Samoilescu, în care se prezintă încercările industriale cu poduri de turnare de configuraţie specială în vederea eliminării sau reducerii formării „coadei de peşte" în timpul laminării.

— Utilizarea spectografului de mare dispersie P. G. S. 2 pentru analiza oţelurilor aliate, de N. Chindler.

— Reducerea rebuturilor prin îmbunătăţirea schemelor electrice de automatizare la laminorul de sîrmă de ing. St. Mociofan, ing. St. Bercovici şi ing. Gh. Schmidt, în care sînt expuse îmbunătăţirile aduse la unele scheme electrice de automatizare, prin care s-au redus substanţial rebuturile.

— Reparaţia capitală a unui cuptor Martin de mare capacitate în timp record, de ing. G. Pocola şi ing. C. Scurtu.

— Criterii pentru stabilirea stocului optim de piese de schimb în siderurgie, de ing. St. Toader şi ing. G. Adam.

— Măsurarea temperaturii oţelului în timpul elaborării, cu termocuple de imersie, de ing. Gh. Iacob.

— Aspecte calitative ale seminfabricatelor pentru ţevi, de ing. I. Voinea şi ing. V. Martineac.

In discuţiile care au avut loc, participanţii la sesiune au apreciat nivelul ridicat al lucrărilor prezentate şi au subliniat importanţa acestei sesiuni.

Expoziția tehnică a Republicii Federale Germane

Organizată între 18 și 30 mai la București, expoziția tehnică a Republicii Federale Germane este o dovadă în plus a politicii consecvente de dezvoltare a legăturilor economice cu toate statele, promovată de țara noastră.

Cele peste 500 de standuri cuprinzînd exponatele a peste 400 de firme, cuprinzînd o suprafață totală de peste 17 000 m^2 au fost amenajate atît în interiorul pavilionului, cît și pe terenul ce-l înconjoară.

In numeroasele standuri ale expoziției a fost expusă o gamă foarte largă de exponate cuprinzînd instalații complexe pentru industriile siderurgică, metalurgică, petrolieră, chimică, mașini pentru prelucrarea metalelor prin așchiere, mașini pentru prelucrarea lemnului, diferite utilaje folosite în industria minieră, mijloace de transport de tot felul, instalații și produse electrotehnice și electronice, precum și o diversitate de semifabricate turnate, forjate sau laminate, materiale plastice, produse ale industriei chimice etc.

Firmele producătoare de mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor au expus o gamă largă de exponate prezentînd, alături de mașini universale, mașini strict specializate, mașini cu diferite posibilități de prelucrare.

Dintre mașinile expuse vom menționa strungurile paralele VDF, avînd posibilitatea să lucreze piese cu diametrul pînă la 2 500 mm, strungurile de copiat și strungurile revolver ale aceleiași firme.

Firma Pittler a expus mașini automate monoax și multiax, strunguri revolver de diferite mărimi, manuale și automate.

Dintre mașinile de frezat expuse, au atras atenția cele cu o comandă program ale firmei Werner, mașinile de frezat verticale ale firmei Loewe și mașinile de frezat prin copiere ale firmei Nassovia.

Firmele Kapp, Deckel, Loroch, Simon și Schwabische au expus mașini-unelte folosite în atelierele de sculărie.

Printre standurile care au expus mașini de rectificat vom menționa pe cele ale firmelor Diskus, Fortuna, Hartex, Hahn, Overbech și Reinecher.

Atenția specialiștilor a fost de asemenea reținută de mașinile de rabotat și frezele longitudinale expuse în standurile firmei Waldrich.

Firmele producătoare de motoare cu combustie internă cu diferite destinații, puteri sau sisteme de funcționare, au reținut de asemenea privirile vizitatorilor.

In standurile firmei Daimler-Benz au putut fi văzute motoare staționare și motoare de nave, în cele ale firmei Motoren Werke motoare pentru nave fluviale și maritime, iar în cele ale firmei Porsche motoare industriale cu carburator de 54 CP la 3 600 rot/min, răcite cu aer.

In standuri alăturate au fost expuse automobile autobuze și camioane ale firmei Daimler-Benz, camioane basculante ale firmei Faun, autocamioane și autobuze expuse de firmele Man și Henschel.

Dintre standurile care au prezentat mașini de ridicat și transportat vom aminti pe cele ale firmei Siemag, care a expus poduri rulante de diferite tipuri, macarale pentru turnătorii și transportoare, cele ale firmei Kocks care au prezentat macarale pentru porturi și șantiere navale, cele ale firmei Bischoff, care a expus transportoare cu bandă, transportoare elicoidale și transportoare cu lanț și pe cele ale firmei Weserhutte, care a expus excavatoare.

Industria electrotehnică și electronică a R.F.G. a fost reprezentată la această expoziție de numeroase firme care au expus o gamă variată de produse.

Dintre standurile firmelor care au expus instalații și aparataj pentru producerea, transformarea și distribuirea energiei electrice, vom menționa pe cele organizate de Brown Boveri, Simens, Polyma, AEG.

In alte standuri ale sectorului electrotehnic au fost expuse instalații complete de reglare, comandă și supraveghere pentru industria chimică și petrolieră, pentru uzine electrice și siderurgie, pentru industria ceramică și alimentară, regulatoare, instrumente de înregistrare pentru temperatură și presiune, tablouri de comandă etc.

Dintre instalațiile și aparatele expuse folosite în telecomunicații vom menționa instalațiile de control prin televiziune ale firmei Grünberg, aparatele de semnalizare, de telecomandă, precum și comutatoarele de diferite tipuri ale firmei Funke.

In afara standurilor cărora am căutat să le facem o scurtă prezentare, de un real succes s-au bucurat și celelalte standuri care au expus mașini textile, mașini de tipografie, mașini de birou, instalații sau instrumente de măsură și control, mașini agricole, mașini pentru prelucrarea maselor plastice etc.

Numerosul public care a vizitat expoziția, format în mare parte din specialiști, este o dovadă a interesului și succesului de care s-a bucurat.

Al 7-lea Congres internațional al motoarelor cu ardere internă — CIMAC, Londra 1965

Între 26 și 29 aprilie 1965 a avut loc la Londra al 7-lea Congres internațional de motoare cu ardere internă.

Tema congresului a fost legată pe de o parte de problemele de studiu și cercetare, rezultate actuale, probleme de limitare a zgomotului, probleme de întreținere și perspective de viitor pentru motoarele cu ardere internă cu presiuni medii efective (regim continuu) mai mari decît 11,6 kgf/cm^2 pentru motoarele în patru timpi și decît 8,5 kgf/cm^2 pentru cele în doi timpi, pentru aplicații industriale, marine și de tracțiune feroviară, iar pe de altă parte de evoluția recentă și problemele actuale ale turbinei cu gaze, în particular din domeniul arderii, temperaturii, șocurilor termice, fluajului și coroziunii, cum și experiența actuală în centralele termoelectrice.

Cele 31 de comunicări au fost împărțite în două secții (A și B) cu ședințe paralele :

A-1 : Repartiția temperaturii în piesele supuse influențelor termice ale motoarelor Diesel rapide cu cameră de preardere, la modificarea condițiilor funcționale, de dr. ing. E. Kuechler de la Daimler Benz AG, R.F.G.

A-2 : Injecția directă și injecția în cameră de preardere la motoare în patru timpi și supraalimentare înaltă de J. Gallois, director tehnic al Societății de studii pentru mașini termice (SEMT), La Courneuve, Franța.

A-3 : Cercetări asupra amortizării vibrațiilor de torsiune în instalațiile cu motoare Diesel, de R. Maciotta și F. Saija Merlino, de la Fiat, Torino, Italia.

A-4 : Influența temperaturii de aspirație foarte joasă asupra efortului termic și mecanic în motoare Diesel cu supraalimentare împinsă, de O. Syassen de la M.A.N., R.F.G.

A-5 : Dezvoltarea unui motor în patru timpi cu supraalimentare înaltă, de V. Bock și A. Ostergaard, de la Burmeister și Wain, Danemarca.

A-6 : Dezvoltarea unui motor Diesel cu turbocompresor în regiunea presiunilor medii efective înalte fără solicitări mari termomecanice, de W.P. Mansfield, D. W. Tryhorn și C. H. Thornycroft de la The British Internal Combustion Engineer Research Institute (BCIERI), Slough, Anglia.

A-7 : Studiul și realizarea unui motor Diesel cu o presiune medie efectivă de 21,1 kgf/cm^2, de R. R. Robinson și J. F. Mitchell, de la Caterpillar Tractor Company, Peoria, S.U.A.

A-8 : Încărcările termice ale motoarelor Diesel marine cu doi timpi și randament înalt, de C. C. J. French, E. R. Hartles și M. L. Monaghan, de la Ricardo, Shoreham by Sea, Anglia.

A-9 : Motorul Diesel marin în doi timpi la un randament superior, de prof. J. J. Broeze și E. A. van der Molen, de la Stork, Olanda.

A-10 : Rezultatele încercărilor motoarelor experimentale Götaverken, de G. Hellström, de la Götaverken, Suedia.

A-11 Cercetările și dezvoltarea motoarelor Diesel de viteză medie și cu 14,1 kgf/cm^2 presiune medie, de E. K. Brock, A. J. Glasspoole, H. Hassan și G. W. Morland, de la Ruston și Hornsby, Lincoln, Anglia.

A-12 : Metodele experimentale folosite la dezvoltarea motoarelor Diesel în patru timpi de mare randament, de J. M. Radford, W. B. Wallace și R. A. Dennis, de la Mirrlees National, Stockport, Anglia.

A-13 : Problemele studiului și dezvoltării unui motor în V rapid și ușor, de W. R. Dingle și J. Stent, de la Davey, Paxman și Co., Colchester, Anglia.

A-14 : Dezvoltarea și rezultatele de serviciu ale unui motor Diesel în patru timpi cu mare putere specifică, de P. S. Vaughan, de la Alco, Schenectady, S.U.A.

A-15 : Dezvoltarea continuă a unei serii de motoare cu viteză medie, de prof. N. D. Whitehouse şi D. Russell, de la English Electric, Rugby, Anglia.

B-1 : Motoare cu gaze, de randament înalt, de L. Brinson, de la Nordberg, S.U.A.

B-2 : Punerea la punct a unui sistem de refrigerare a aerului comburant pentru alimentarea unui motor mare cu gaze, de M. J. Helmic, de la Copper Bessemer, Mount Vernon, S.U.A.

B-3 : Repartiţia zgomotelor în motoarele Diesel, de prof. W. Pflaum şi W. Hempel, de la Institutul de motoare cu ardere internă al Universităţii Tehnice din Berlin, R.F.G.

B-4 : Segmenţi de piston pentru motoare de mare performanţă, de dr. C. Englisch, de la A. B. Davy Robertsons, Göteborg, Suedia.

B-5 : Dezvoltarea unor piese puternic încărcate termic în motoare Diesel rapide, de K. Okamura, de la Mitsubishi, Tokyo, Japonia.

B-6 : Problemele palierelor în motoarele de tracţiune cu ardere internă în patru timpi, de H. Perrin, de la Sulzer, Elveţia.

B-7 : Studiul şocurilor termice, curgerii şi coroziunii la înaltă temperatură la o turbină cu gaze de 40—50 MW, de B. Andersson şi A. Bratt, de la stal-laval, Suedia.

B-8 : Dezvoltarea şi rezultate de serviciu ale unei turbine cu gaze cu ciclu combinat de 37—42 MW, de A. Congiu, de la Fiat, Torino, Italia.

B-9 : Cercetări de laborator asupra coroziunii materialelor pentru paletele de turbine, de G. Simonetti, de la Fiat, Torino, Italia.

B-10 : Noi realizări ale Societăţii de electricitate din Franţa în domeniul turbinelor cu gaze, de P. Chambadal, Paris, Franţa.

B-11 : Principiul turbinelor cu gaze cu ciclu combinat pentru aplicaţiile marine, de P. A. Berman, de la Westinghouse, Philadelphia, S.U.A.

B-12 : Experienţa de exploatare cu turbinele cu gaze industriale, de R. A. Strub, de la Sulzer, Elveţia.

B-13 : Reflecţii asupra dezvoltării unei turbine cu gaze industriale de putere mijlocie, de M. Monteil şi G. Porte, de la Hispano Suiza, Franţa.

B-14 : Posibilitatea de folosire a turbosuflantelor pe motoare cu doi şi patru timpi de mare randament, de H. R.M. Craig de la Napier, Acton şi prof. M. S. Janota, de la Universitatea din Londra, Anglia.

B-15 : Studiul creşterii puterii motoarelor în doi timpi de mare putere prin diferite metode de turbosupraalimentare şi injecţie, de B. Scobel, de la MAN, R.F.G.

B-16 : Problemele conexe supraalimentării motoarelor Diesel mari în doi timpi, de G. Gyssler, de la Brown Boveri, Elveţia.

La lucrările Congresului au participat peste 700 ingineri specialişti în motoare cu ardere internă din 29 de ţări.

În timpul sesiunii s-a vizitat Secţia de motoare cu ardere internă din Expoziţia tehnică internaţională din Londra, ţinută la Olympia şi Earl's Court.

În cadrul Congresului s-au organizat vizite de laboratoare şi uzine constructoare de motoare cu ardere internă, printre care :

- Uzinele Davey, Paxman şi Co., Colchester
- Uzinele English Electric, Newton-le-Willows
- Uzinele Mirrlees National, Stockport
- Centrala Gas Turbine Power, Londra
- Uzinele Leyland
- Uzinele F. Perkins, Peterborough
- Uzinele Ruston şi Hornsby, Lincoln
- Uzinele Bristol Siddeley, Coventry
- Uzinele William Doxford, Sunderland
- Uzinele W. H. Allen, Bedford
- Centrul de cercetări British Petroleum Sunbury-on-Thames
- Uzinele Bryce Berger, Gloucester
- Laboratoarele Lubrizol International, Derby
- Uzinele Vickers-Armstrong, Barrow-in-Furness
- Uzinele C.A.V. Londra
- Întreprinderea Ricardo, Shoreham-by-Sea.

Expoziţia de motoare cu ardere internă de la Olympia — Londra

Expoziţia tehnică din Londra, organizată în fiecare an în pavilioanele Olympia, acordă anul acesta atenţia principală motoarelor cu ardere internă.

Motoarele navale mari, cuplate direct, sînt reprezentate de Burmeister şi Wain, împreună cu licenţele lor britanice Harland-Wolff şi John G. Kincaid. Cel mai interesant exponat este un echipament de comandă de la distanţă pentru un motor naval de mare alezaj. Uzinele Doxford şi Sunderland expun un model al motorului 76J9, cu 20 000 CP, care echipează un tanc petrolier de 63 000 tdw. Cel mai mare motor expus se află pe standul uzinelor Mirrlees-National şi este motorul KVSS Major 12, de 5 000 CP. Uzinele English Electric expun motorul 16CSV turbosupraalimentat şi cu răcire intermediară, montat pe sanie, pentru un grup electrogen de 1 700 kW. La motorul Napier Delta s-a aplicat răcirea intermediară a aerului de supraalimentare, ajungîndu-se la 3 700 CP la 2 100 rot/min. W.H. Dorman, cel mai tînăr membru al grupului English Electric, expune motorul 12QTCW în V, turbosupraalimentat, cu răcire intermediară, de 822 CP, cum şi noul motor 6 DA, cu răcire cu aer. Uzinele Ruston şi Hornsby, împreună cu Davey, Paxman şi Co., expun părţi ale noului motor 16AO, de 8 000 CP, cum şi monocilindrul Diesel cu injecţie directă WB de 6 CP, cu răcire cu aer şi supape laterale. Se expune, de asemenea, motorul Ventura al lui Paxman, care la 1 500 rot/min s-a dovedit eficient pentru tracţiunea feroviară.

Uzinele W. H. Allen expun motorul cu 12 cilindri din familia VBC S37E, care cu 16 cilindri ajunge la 3 200 CP. Uzinele Crosseey expun motorul licenţă Pielstick, de 12 cilindri. Lister Blackstone expune motorul ERS-16 de 1 600 CP, cu arbore dublu. Leyland prezintă şase tipuri de motoare, iar Rolls-Royce atrage atenţia cu motorul K-60 cu pistoane opuse şi policarburant, de 240 CP. British Polar arată un motor cu şase cilindri, direct reversibil, iar Kelvin, motorul marin de 320 CP. Bristol Siddeley expune modele de turbine cu gaze pentru instalaţii de vîrf.

Dintre constructorii din afara Angliei expun uzinele Deutz motorul SBA-12 4421 cu 12 cilindri în V, de 1 140 CP şi numai 2,5 t greutate, uzinele MWM, uzinele Fiat cu un motor în X cu 32 cilindri, de 3 600 CP, uzinele japoneze Yanmar, SCMCI-Franţa, Cockerill Ongree-Belgia.

Informații

Verificarea securității în transportul auto

Un procedeu economic pentru verificarea siguranței pasagerilor auto a fost pus la punct de către o întreprindere de specialitate americană.

Simularea accidentelor de cale se realizează în mod simplu montînd numai caroseria automobilului pe un cărucior care poate fi lansat brusc cu ajutorul unui sistem de catapultare cu impuls reglabil.

Se pot determina astfel efectele reacțiunii asupra manechinelor libere sau protejate cu centuri de siguranță.

Orientînd în mod convenabil caroseria în raport cu axul căruciorului, se pot efectua investigații în legătură cu consecințele diferitelor tipuri de accidente (deschiderea ușilor, deformații locale sau totale, natura și gravitatea leziunilor pasagerilor etc.), determinîndu-se astfel eventualele modificări necesare în construcția automobilului.

Un nou procedeu de lubrifiere

În ultimul timp s-au realizat o serie de încercări experimentale în legătură cu utilizarea metalelor lichide ca lubrifianți. Noul procedeu experimentat este posibil numai în prezența unui cîmp magnetic care determină metalului lichid viscozitatea necesară. Astfel, unele încercări efectuate în S.U.A. au precizat calitățile respective corespunzătoare ale mercurului care, sub acțiunea unui puternic cîmp magnetic, se dovedește un lubrifiant superior uleiului de aceeași viscozitate.

Procedeul, indicat pentru situațiile speciale cînd lubrifiantul obișnuit nu poate fi utilizat, se găsește încă în stadiu experimental, datorită dificultăților de realizare cu ajutorul aparatajului existent a unui cîmp magnetic adecvat.

Depozite sedimentare metalifere

După ultimele cercetări, pe fundul Oceanului Pacific s-ar găsi depozite sedimentare de minerale metalifere, însumînd o cantitate aproximativă de $15 \cdot 10^{11}$ tf. Aceste minerale conțin în special mangan (circa 25%), fier (circa 15%) și nichel (circa 1%). Exploatarea acestor depozite ar putea fi realizată cu ajutorul drăgilor aspiratoare de mare putere — cu o economicitate corespunzătoare — pînă la adîncimi apreciabile.

Protecția împotriva zgomotului

Un nou dispozitiv pentru reducerea zgomotului cauzat de ciocanele pneumatice utilizate pentru spargerea betonului a fost pus la punct în cadrul unei întreprinderi elvețiene (Soc. industrielle suisse-Neuhausen).

Undele sonore determinate de destinderea aerului comprimat, șocurile pistonului și vibrațiile sculei propriu-zise sînt amortizate prin intermediul a trei camere separate, ale căror dimensiuni înlătură apariția contrapresiunilor și pierderile de randament.

Undele sonore remanente sînt atenuate prin schimbări de direcție.

Camerele de expansiune sînt separate de cea de atenuare a zgomotului prin membrane de cauciuc, astfel încît aerul destins nu atinge scula, evitîndu-se în acest mod variația de temperatură care constituie, în general, cauza principală de defectare.

Dispozitivul este format din două jumătăți care se pot monta sau demonta ușor peste capul ciocanului. Forma dispozitivului nu influențează maniabilitatea, iar utilizarea sa permite atenuarea zgomotului respectiv cu peste 50%.

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 4/1965 : *Krutikov, I. P., Dranikov, A. B.* și *Petrov, E. V.* — Eficiența utilizării autoîncărcătoarelor în uzinele industriei de automobile ; *Arhanghelski, V. M.* și *Golușco, I. F.* — Studiul funcționării motorului ZIL-130 în regimuri de accelerare ; *Atoian, K. M., Ghenbom, B. B., Drobot, I. I., Braz, A. S.* și *Nagorniak, G. A.* — Construcția și eficiența frînei de motor a autobuzelor LAZ echipate cu motor cu carburator avînd cilindrii dispuși în V ; *Zamskov, P. I.* — Mărirea rezistenței la uzură a pieselor mecanismului de distribuție cu supape ; *Lakedemonski, A. V., Plentov, G. I., Serman, A. D.* și *Abramenko, I. E.* — Caracterul uzurii cilindrilor motoarelor de automobil ; *Zaharov, N. N.* și *Krapiventev, A. N.* — Sistemul de reglaj al motorului de automobil cu turbină cu gaze Turbo NAMI — 053 ; *Zenzin, I. A.* — Corectarea parametrilor de nervurare a cilindrului motorului cu răcire cu aer prin metoda modelării electrice ; *Barski, I. A.* — Variația temperaturii paletelor de lucru ale turbinei cu gaze la regimuri nestaționare ; *Vilpert, K. I., Pevzner, I. M., Tihonov, A. A.* și *Iudin, B. V.* — Unele probleme ale analizei statistice a vibrațiilor automobilului ; *Vahlamov, V. K.* și *Bucin, A. I.* — Studiul experimental al frecării în suspensiile automobilelor de mic litraj ; *Korotonoșko, N. I.* — Problema parametrilor de greutate și gabarit ai automobilelor ; *Iagant, A. I.* — Momentul de frecare redus al diferențialului ; *Smirnov, G. I.* — Studiul funcționării angrenajului fără pîrghie ; *Morkovkin, B. V.* — Dezvoltarea procesului de matrițare în matrițele închise pe presele de forjare-matrițare cu manivelă ; *Mikulinski, A. M.* — Căile de îmbunătățire ale condițiilor de muncă ale lăcătușilor care lucrează cu mașini pneumatice ; *Borodin, E. S.* — Linie mecanizată în flux pentru conservarea pieselor de schimb pentru automobile ; *Karpov, V. G.* — Matriță pentru îndoirea bridelor ; *Ulisov, L. A.* — Instalație pentru descărcarea bavurilor din secția de forjă ; *Buntovski, A. A.* — Burghie cu muchie transversală ascuțită ; *Miliukov, O. V.* — Turnarea de precizie în construcția auto ; *Smolinski, R. I.* — Fabricația de automobile în Bulgaria și România ; *Zubakin, A. G., Latișev, G. V.* și *Tolski, V. E.* — Seminar privind reducerea zgomotului și vibrațiilor automobilelor.

Traktorî i selhozmașinî, nr. 3/1965 : *Tokovoi, V. N.* — Construcția și parametrii fundamentali ai tractorului forestier TDT-55 ; *Velev, N. N.* — Alegerea unor parametri ai cutiei de viteze a transmisiei hidromecanice de tractor ; *Lușcitkii, Iu. V.* — O metodă de măsurare a temperaturii suprafeței pulverizatorului de injector ; *Lebedev, P. A.* și *Sidorov, N. G.* — Asupra studiului interacțiunii tractorului cu șenile cu solul în timpul rotației ; *Livșit, Iu. L.* și *Nocko, A. S.* — Asupra suspensiei remorcilor de tractor ; *Belskih, V. I.* și *Bagdasarov, N. V.* — Determinarea gradului de încărcare a motorului cu ajutorul semnalizatorului electric ; *Paraev, A. G.* — Determinarea forței de șoc care acționează plugurile suspendate de tractor ; *Borisov, V. I., Panasevici, I. S.* și *Kuleev, A. N.* — Particularitățile uzurii brăzdarelor autoascuțitoare de plug ; *Sepovalov, V. D.* și *Puzankov, A. G.* — Optimizarea procesului de separare a amestecurilor de grăunțe pe site ; *Karpușa, P. P.* — În problema teoriei valțurilor cu suprafața striată de curățare a știuleților ; *Batiaev, F. I.* — Sortarea cartofilor prin procedee fotoelectrice ; *Groșev, L. M.* — Determinarea încărcării unor tipuri de combine pentru strîngerea cerealelor ; *Iagupov, M. K.* — Studiul dispozitivului pentru cultivarea cu foc ;

Karmorov, Iu. I. şi *Karpuhin, B. D.* — Utilizarea transformatoarelor de 200 Hz la încercarea maşinilor de tuns; *Nicolaev, Iu. A.* şi *Kurnikov, I. I.* — Secerătoare fără rabator JNT-2, 1 ; *Bakuli, V. N., Zaharcenko, I. P., Vodosin, G. M., Epştein, V. N.* şi *Ovcearov, V. I.* — Prelucrarea cu diamant a sculelor de aliaje dure; *Vasmanov, V. V.* —Perfecţionarea conducerii operative a producţiei de bază ; *Alehin, N. I., Noghin, M. V., Fedorov, I. V.* şi *Smireva, L. M.* — Sudarea metalului laminat la cald fără curăţarea locului de sudură ; *Grinkov, Iu. V., Martişkim, A. E., Dekamili, L. E.* şi *Jarov, V. P.* — Echilibrarea dinamică a tamburului dispozitivului de fărâmiţare INK-3,5 ; *Malveevskii, V. L.* — Determinarea consumului de combustibil la încercarea motoarelor ; *Juravlev, B. I.* — Semănătoare pneumatică ; *Korenenko, E. S.* — Maşini pentru mecanizarea zootehnicii fabricate în R.D.G ; *Osolov V. J.* — Maşini pentru brichetarea fînului. **Nr. 4/1965** : *Mincenko, M. E.* — Particularităţile constructive şi parametrii fundamentali ai noului tractor forestier TT-4 ; *Koşman, V. N.* — Amortizarea vibraţiilor de joasă frecvenţă care acţionează asupra tractoriştilor ; *Barskii, I. B., Kolodii, Iu. K.* şi *Iu-Jun-Hua* — Încărcarea dinamică maximă a transmisiei tractorului cu roţi ; *Selim El Iman* şi *Virabov, R. V.* — Calculul trapezului de direcţie ca mecanism în spaţiu ; *Malikov, N. I.* — Starea termică a cilindrului cu nervuri de răcire ; *Kuharev, M. N.* — Studiul influenţei proprietăţilor fizice ale combustibilului asupra parametrilor fundamentali ai procesului de pulverizare ; *Hesin, A. Ia.* Filtru centrifug pentru familia de motoare Diesel SMD ; *Buianov, A. I.* — Rezultatele încercării maşinilor pentru împrăştierea îngrăşămintelor minerale ; *Ozol, Ia. G.* — Alegerea parametrilor optimi ai maşinii de împrăştiat băligar ; *Baranov, L. A.* — Procesul de formare al pologului cu secerătoarea cu rază mare de acţiune JVN-10 ; *Perstnev, S. N.* şi *Okorokov, I. F.* — Parametrii optimi ai rotorului maşinilor de recoltat ; *Koreşkov, V. I.* — Asupra metodei de calcul al cadrului plugurilor cu destinaţie generală ; *Kulebakin, P. G.* şi *Arjanih, A. I.* — Studiul funcţionării plugului pentru dezmiriştit cu discuri înclinate la viteze ridicate ; *Komarov, V. M.* — Studiul instalaţiilor de pulverizare ale maşinilor de introducere a îngrăşămintelor lichide în sol ; *Gostev, V. A.* şi *Jbraghimov, L. A.* — Asupra problemei eficienţei economice a utilizării tractoarelor la transportarea încărcăturilor agricole ; *Cerniak, A. A.* — Problema explicării teoretice a procesului de plantare a răsadurilor ; *Slavin, R. M.* şi *Atakişiev, T. S.* — Calculul parametrilor organelor de lucru ale maşinilor automate pentru sortarea, tratarea şi stivuirea ouălelor ; *Podkovskii, A. F.* — Semănătoare de cereale cu împrăştietoare de îngrăşăminte SZKP-24 ; *Ceişvili, T. A., Nasaridze, D. S.* şi *Melnikov, L. A.* — Maşină autopropulsată pentru recoltarea ceaiului „Sekartvelo" ; *Lipov, Iu. N.* şi *Fateev, M. N.* — Alimentator cu rotor al încărcătoarelor cu acţiune continuă ; *Martenş, B. K.* — Dispozitiv pentru determinarea viscozităţii lichidelor ; *Nazarova, T. N., Babaian, V. V., Torpanova, G. A.* şi *Kaciur, L. D.* — Noul oţel de cementare 25 HNTŢ, pentru pinioanele transmisiilor de tractor ; *Zlatopolschii. M. Ia.* — Linie automată pentru prelucrarea tacheţilor motoarelor Diesel SMD-14 ; *Kopilov, M. K.* — Tractorul „Farmoll-560". **Stanki i instrument, nr. 2/1965** : *Seinberg, S. A.* — Mişcarea turbionară de viteză ridicată în lagăre aerodinamice ; *Şiscev, M. D.* — Rezistenţa la vibraţii a lagărelor aerodinamice ; *Avdulov, A. N.* şi *Nikitin, B. D.* — Reazem pentru mişcarea precisă de rotaţie ; *Haskin, I. N.* — Controlul final al lagărelor cardanice în secţii automatizate ; *Romanovskii, V. I.* şi *Tupikin, A. I.* — Semiautomat special cu mai multe cuţite ; *Poduraev, V. N.* şi *Suvorov, A. A.* — Filetarea oţelurilor rezistente la temperatură cu tarozi prin vibraţii ultrasonice ; *Alekseev, P. G.* — Rezistenţa la uzură a suprafeţelor plane ecruisate cu role ; *Romanov, V. F.* — O metodă generală de calcul al frezelor profil ; *Derkaci, L. I., Kogan, G. I.* şi *Kopf, I. A.* — Calculul de rezistenţă al sculelor pentru danturare şi pentru controlul dinţilor ; *Petrik, M. I.* — Creşterea eficienţei de alegere a roţilor dinţate de schimb ; *Zotov, N. P.* — Dispozitiv pentru studiul acţiunii de răcire a mediilor lichide ; *Dmitrevskii, I. B.* — Dispozitiv pentru rectificarea canalelor de pană străpunse ; *Molceanov. G. N.* şi *Peregudov, L. V.* — Experienţa utilizării strungurilor cu comandă numerică program ; *Kosmin, A. I.* — Modernizarea mesei rotative a maşinilor-unelte agregat ; *Sluţkin, I. I.* — Mandrină universală cu schimbare rapidă pentru maşini de frezat ; *Antamonov, A. G.* — Broşă cu tija scurtă. **Nr. 3/1965** : *Spigler, L. A., Hvalov, Iu. G., Golţ, M. E.* şi *Ostrenov, V. M.* — O metodă de măsurare a erorilor dispozitivelor de acţionare cu precizie înaltă ; *Dmitriev, L. B.* — Motor cu magnetostricţiune cu acţionare rapidă ; *Zaverniaev, B. G.* şi *Tepinkiciev, V. K.* — Influenţa factorilor constructivi asupra intensităţii zgomotului tuburilor directoare ale mecanismului de susţinere a barelor ; *Vorobiev, S. A.* şi *Pankratov, V. Ia.* — Magazie secţionată ; *Esterzon, M. A.* — Precizia roţilor dinţate avînd ca bază de fabricaţie suprafaţa frontală a coroanei ; *Korotkin, V. I.* — Gradul de localizare a feţei de contact al roţilor conice cu dinţi drepţi ; *Samoilov, S. I.* şi *Stromiatnikov, V. S.* — Forţele de aşchiere la şeveruirea roţilor dinţate cu modul mare ; *Kuzneţov, S. M.* — Durabilitatea pietrelor la rectificarea roţilor dinţate cu angrenare Novikov ; *Zorev, N. N.* şi *Fetisova, Z. M.* — Capacitatea de prelucrare prin aşchiere a aliajelor greu fuzibile cu bază de molibden ; *Şilin, I. I.* şi *Sadolevskaia, H. G.* — Sfărîmarea aşchiilor prin metoda strunjirii fine ; *Riabinin, V. L.* —Mandrină cu cuplare silenţioasă pentru maşini de frezat ; *Ţarenko, M. A.* — Burghiu de aliaj dur pentru prelucrarea orificiilor adînci ; *Krincikov, N. K.* — Burghiu spiral cu patru faţete ; *Ribakevici, E. I.* — Calculul arcurilor plane ; *Iakobson, M. O.* şi *Funberg, A. P.* — Metode moderne de fabricaţie a cuplurilor spirale de rostogolire ; *Valdman, A. G.* — Normarea lucrărilor de reparaţie cu utilizarea normativelor de timp ; *Sidopov, N. S.* — Cuţit de fixare cu rolă ; *Kaciurin, A. V., Pruţkov, V. S.* şi *Zemskov, V. P.* — Strunjirea oţelului călit 9H. **Nr. 4/1965** : Creşterea eficienţei industriei socialiste ; *Etin, A.O.* şi *Şuniaţkii, B. L.* — Analiza experienţelor de utilizare a strungurilor cu comandă numerică program ; *Şmuter, S. L.* — Analiza erorilor dinamice ale maşinilor de frezat cu comandă-program ; *Bobrin, O. N., Saiedov, B. A., Sverdlin, D. I., Cinnov, Iu. V.* — Strung cu sistem singular de impulsuri al comenzii numerice program ; *Ravva, J. S.* şi *Rumanov, B. A.* — Comanda-program în procesul de gravare ; *Tartakovskii, V. I., Etkin, A. A., Kogan, M. L.* şi *Sprinţen, G. I.* — Sistem poziţional analogic de comandă-program a strungurilor carusel ; *Antropov, K. N.* şi *Kazakov, Iu. I.* — Sistem de copiere fără contact pentru prelucrarea roţilor dinţate ; *Gorodeţkii, M. S.* şi *Levin, A. I.* — Viteza de acces într-o poziţie dată la maşinile cu comandă poziţională program ; *Cetverikov, S. S.* şi *Sumov, E. G.* — Fabricarea cuţitelor-pieptene din aliaje dure prin electroeroziune ; *Genfeld, O. M.* — Studiul metodelor de corectare a pietrelor de rectificat ; *Adjemian, V. G., Avakian, V. A.* şi *Manukian, V. S.* — Capete de rectificat pentru strung ; *Koganov, I. A.* şi *Seinin, G. M.* — Prelucrarea camelor cilindrice cu raze mici de curbură ale profilului ; *Zusman, V. G.* şi *Tihomirov, E. L.* — Sistemele de comandă numerică program ale maşinilor grele de frezat ; *Zenskov, P. I., Pogorelov, I. D., Harcenko, E. N.* şi *Iakuşina, E. N.* — Dispozitive pentru măsurarea durităţii pieselor cu configuraţie complicată ; *Romanov, Iu. P.* şi *Meremianin, A. V.* — Cap de frezat cu trei axe. **Die Technik, nr. 3/1965** (număr dedicat Tîrgului jubiliar de la Leipzig, 1965). *Construcţia de maşini* : instalaţii chimice, aer condiţionat şi tehnica frigului, pompe şi compresoare, instalaţii pentru centrale electrice, instalaţii miniere şi de transport, sudură şi decupare, maşini şi instalaţii pentru turnătorie, construcţia de maşini-unelte în R. D. G. (strunguri, maşini de găurit, maşini de frezat, maşini de rectificat, maşini de prelucrat roţi dinţate, prese şi foarfece, maşini de profilare prin deformare, maşini de prelucrat materiale plastice), maşini de prelucrat lemn, instalaţii hidraulice, scule şi dispozitive de strîngere, maşini textile, maşini poligrafice, maşini de ambalat, vehicule cu motor, vehicule speciale, maşini agricole, vehicule pentru calea ferată, motoare Diesel, construcţii navale, ambarcaţii de sport ; *Electrotehnică* : construcţia de maşini electrice, încălzire şi prelucrare electrică, aparate electrice, utilaje electrice, produsele întreprinderii VVB Hochspannungsgeräte und Kabel ; *Technica comunicaţiilor* (tehnica măsurării, controlului şi reglării) : electronică industrială, aparate de măsură şi contoare electronice pentru fizica nucleară, elemente electronice de construcţii, aparate BMSR, telegrafie, televiziune, tehnică fonografică ; *Mecanică de precizie, optică* : instrumente Zeiss-

Jena, noutăți VVB Mechanik, produse plastice, mașini de prelucrare a datelor și mașini de birou; *Produse ale țărilor socialiste*: Ungaria, România, Jugoslavia, Cehoslovacia, Polonia. **Nr. 4/1965:** *Heckmann, C.J.* — Fabricarea utilajelor chimice, o problemă inginerească; *Neumann, J.* — Probleme de întreținere în industria chimică; *Rouscik, L.* — Eficiența economică a tehnicii noi; *Kaiser, H., Marx, H.* și *Sämisch, N.* — Proprietățile aliajelor tungsten-reniu și molibden-reniu; *Panzert, B.* și *Reissig, L.* — Separarea economică a semiconductoarelor; *Kortum, H.* — Teoria generală a acumulării, bază elementară a tehnicii automatizării; *Körwien, H.* — Stand pentru încercarea la supraîncărcare a utilajului electronic și mecanic. **Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 3/1965:** *Hasselbach, S.* — Calculul cuplării mijloacelor de rotație prin compararea variantelor tehnologice; *Schreiber, A.* — Factorii de creștere a productivității muncii prin trecerea la producția în flux; *Berger, M., Kiliman, R. Weiss, S* — Determinarea eficienței economice a mecanizării și automatizării; *Herold, W.* — Dezvoltarea organizată a dispozitivelor; *Strempel, H.* — Influența rotunjirii muchiilor așchietoare asupra forțelor de așchiere și a presiunii la frezarea în contra avansului; Limitele de precizie ale parametrilor geometrici la frezarea circumferințelor mari; *Hoche, F.* — Forțele de așchiere la frezarea prin metoda rodării; *Schröter, G.* — Strunjirea prin copiere cu pastile rotative de aliaje dure; *Böttger, H-Chr.* și *Pursche, G.* — Experiența condițiilor de lucru la honuirea electrolitică; *Morgenstern, L.* și *Morgenstern, K.* — Mecanizarea și automatizarea proceselor de prelucrare prin presiune. *Melzer, W.* — Bibliografie în problema determinării jocurilor mașinilor de ștanțat; *Leist, F.* și *Samml, R.* — Fabricarea economică a blocurilor presate; *Ticnler, M.* — Caracteristicile și utilizarea instalației de lăcuire electrostatică manuală cu pistolet antideflagrant; *Seifert, W.* — Creșterea duratei de funcționare a mașinilor-unelte și micșorarea cheltuielilor de reparație cu ajutorul călirii superficiale a ghidajelor de fontă; *Kautsch, R.* — Cîntărirea electrică. **Nr. 4/1965:** *Schimigalla, H.* — O metodă de predeterminare a unei structuri spațiale mai raționale pentru prelucrarea metalelor; *Drescher, S.* — Normativ pentru determinarea mărimilor economice ale seriilor; *Ulbricht, J.* — Cercetări în domeniul aplicării teoriei deservirii în masă la problema normării tehnice; *Bauer, G.* — Acoperirea în plan și în spațiu a locurilor de muncă; *Hölzig, W.* — Dezvoltarea întreprinderilor de reparații specializate pe tipuri de piese în R.D.G.; *Kaiser, H.* — Perspectivele stațiilor de laminoare pentru dispozitive; *Schams, K.* — Instrucțiuni pentru utilizarea standardului TGL-14450; *Meschtscherin, W. T.* — Căile de mărire a preciziei pieselor prelucrate prin presiune; *Schrön. W.* — O nouă dispunere a arcurilor de strîngere la instrumentele de perforare și punctare; *Medilek, H.* — Presarea la rece a tijelor de supapă; *Lederhausen, J.* — Sculă pentru îndepărtarea muchiilor bavurilor; *Montag, G.* și *König, D.* — Încărcarea, funcționarea și timpul principal pe mașină la rularea filetelor cu două role; *Hengelhaupt, F.* — Încălzirea prin inducție la matrițare; *Pursche, G.* — Aprecierea calității pietrelor de honuit cu ajutorul modulului de elasticitate; *Büttner, M.* — Instalație de șlefuire combinată; *Kaczmarek, J., Summer Breson, K.* și *Losich, J.* — Influența stării de tensiune asupra uzurii sub acțiunea materialelor abrazive libere; *Aurin, S.* — Automatizarea suplimentară a strungului revolver DRT-50 cu cap tambur. **Der Maschinenbau, nr. 3/1965;** Leipzig — tradiție și progres; *Langguth, H.* — Mașinile WMW la Tîrgul jubiliar de la Leipzig, 1965 (partea I); *Laube, R.J.* — Dispozitive și instalații de strîngere la Tîrgul de primăvară de la Leipzig, 1965; Mașini de frezat poloneze; *Haberacker, H.* — Neregularitățile suprafețelor determinate de vibrațiile forțate în timpul rectificării; *Bürkner, H.* — Sistem de reparații planificate pentru dispozitive; *Brendel, S* — Determinarea parametrilor tratamentului termic de recoacere a oțelurilor; *Schliker, G.* — Utilizarea utilajului pneumatic în mecanizare și automatizare (continuare); *Laiss, G.* și *Wunsch, B.* — Organizarea locului de muncă la prese. **Maschinenbautechnik, nr. 2/1965:** *Mark, F.* — Rezultatele măsurilor tehnico-științifice preliminare permit accelerarea dezvoltării economice; *Lippold, E.* — Nomogramele ca mijloc de creștere a productivității muncii în construcție, tehnologie și economie. A 800-a aniversare a Tîrgului din Leipzig, 1965; *Behrend, W.* — Determinarea uzurii profilului dinților roților dințate fabricate din materiale plastice-II: uzura profilului pe înălțimea și lățimea dintelui, studiul uzurii; *Müller, E.* — Problemele tehnice ale modelelor de cauciuc; *Hagedorn, H.* — Dezvoltarea și utilizarea tuburilor ultrasonice Pohlman (încheiere); *Dieckhoff, H.G.* — Determinarea rezistenței îmbinărilor metalice lipite; *Müller, S.* — Influența frecării în mecanismul bielă-manivelă asupra momentului de răsucire; *Schilling, M.* — Calculul mecanismelor hidraulice cu frecvență ridicată de oscilație, în special pentru obținerea cursei scurte la mașinile de honuit de precizie; *Bässler, G.* și *Gläser, H.* — Calculul centrului încărcărilor dinamice la lagărele de alunecare, cu ajutorul mașinii electronice ZRA-1, aplicat la motoarele Diesel 12KVD21A; *Barthel, W.* — Experiența utilizării lagărelor bimetalice fără ungere tip PTFE în construcția de automobile. **Nr. 3/1965:** *Tauscher, H.* și *Fleischer, H.* — Studiul comparativ al oțelului, 100Cr6 pentru lagăre de rostogolire, elaborat în atmosferă sau în vid; *Freyer, G.* și *Blumenauer, H.* — Încercarea materialelor la șoc; *Lindner, E.* — Dependența comportării în exploatare a turbinelor hidraulice cu reacție față de proprietățile organelor componente; *Schlottmann, D.* — Studiul fotoelastic al elementelor constructive solicitate la presiune radială interioară: *Brumme, W.* — Modificarea profilului paletelor de compresor pentru viteze ridicate cu ajutorul metodei discurilor eliptice; *Reinhardt, K.G.* — Prima consfătuire asupra utilizării materialelor plastice în construcția de mașini, de la Budapesta; *Bögelsack, G.* — Determinarea centrului de oscilație la mecanismele cu culisă și bielă-manivelă; *Broeke, H.* — Îmbunătățirea calităților de funcționare a mecanismelor cu came supuse la sarcini dinamice; *Kirchhof, M.* și *Hüther, B.* — Consfătuirea „Tehnica mecanismelor de transmitere" Karl-Marx-Stadt, 1964 (încheiere). **G.E.P., nr. 3/1965:** *Gillemot, L.* și *Mihalyi, E* — Determinarea constantei de viteză a metalelor și aliajelor pe baza încercărilor statice; *Gerencser, A.* și *Villanyi, M.* — Analiza funcționării preselor cu melc pentru fructe; *Weiner, R.* — Metode de fabricare a dinților convecși ai pinoanelor spirale tip Oerlikon; *Wilhelm, F.* — Mașini de frezat plan; *Fenyvesi, E.* — Utilizarea izotopului εμ — 152 și noi metode de încercare nedistructivă a materialelor; *Grega, B.* — Construcția mecanismelor plane cu came; *Erdös, E.* — Încercări complexe asupra acțiunii anticorosive a inhibitorilor fabricați în R.P.U.

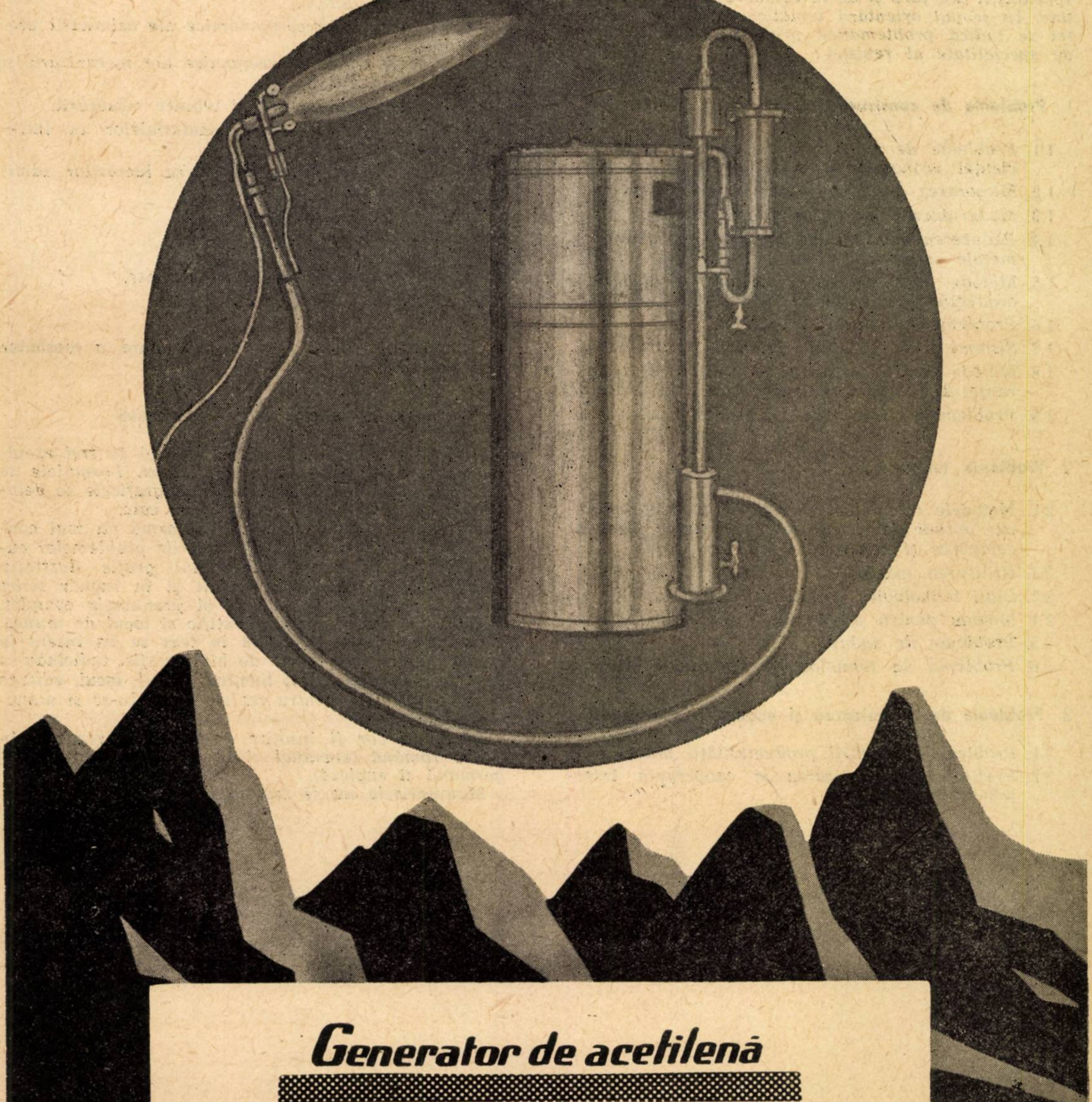
INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR
I.C.M.

INTREPRINDEREA PENTRU COLECTAREA METALELOR

Redați circuitului economic deșeurile de metale și metalele vechi, intensificînd predarea lor către Întreprinderea pentru colectarea metalelor.

UZINA METALURGICĂ DE STAT

„CEAHLĂU”



Generator de acetilenă

ÎN ATENȚIA CITITORILOR

Revista urmărește difuzarea lucrărilor valoroase din producție, institute de învățămînt superior și de proiectări și cercetări, publicînd articole de la toți specialiștii din țară și de la colaboratorii din străinătate. În scopul orientării tematice raționale a revistei se indică problematica principală din domeniul de specialitate al revistei:

1. **Probleme de construcție, cercetare și încercări**
   - 1.1. *Probleme de ridicare a randamentului și eficienței economice a mașinilor și instalațiilor.*
   - 1.2. *Micșorarea greutății proprii a mașinilor.*
   - 1.3. *Modernizarea mașinilor și instalațiilor.*
   - 1.4. *Reducerea consumului specific de oțeluri și metale neferoase.*
   - 1.5. *Metode moderne de proiectare și alegere a organelor principale de mașini.*
   - 1.6. *Probleme de tehnica vibrațiilor.*
   - 1.7. *Sisteme moderne de acționare și transmisii.*
   - 1.8. *Metode pentru creșterea durabilității și a siguranței de funcționare a mașinilor și instalațiilor.*
   - 1.9. *Problemele arhitecturii și prezentării produselor.*
2. **Probleme tehnologice**
   - 2.1. *Metodele calculelor tehnologice pentru regimurile optime de funcționare, executarea formelor complexe și construcția sculelor.*
   - 2.2. *Utilizarea mașinilor speciale.*
   - 2.3. *Linii tehnologice și linii automate.*
   - 2.4. *Metode pentru acoperirea suprafețelor.*
   - 2.5. *Probleme de sudură.*
   - 2.6. *Probleme de tehnologia materialelor plastice.*
3. **Probleme de organizarea și economia producției**
   - 3.1. *Problemele creșterii productivității muncii.*
   - 3.2. *Profilarea, specializarea și cooperarea întreprinderilor.*
   - 3.3. *Tipizări și unificări de elemente, subansambluri și mașini.*
   - 3.4. *Tipizarea proceselor tehnologice.*
   - 3.5. *Tipizarea S.D.V.*
   - 3.6. *Probleme tehnico-economice ale asimilării produselor.*
   - 3.7. *Probleme tehnico-economice ale mecanizării și automatizării.*
   - 3.8. *Probleme de control și tehnica măsurării.*
   - 3.9. *Transportul intern al materialelor în întreprinderi.*
   - 3.10. *Mecanizarea și automatizarea lucrărilor administrative.*
4. **Produse asimilate**
   - 4.1. *Prezentarea de produse asimilate.*
   - 4.2. *Analiza produselor asimilate.*
5. **Probleme de întreținere și exploatare a mașinilor și instalațiilor**
6. **Probleme de tehnica securității muncii**

Articolele se trimit la sediul revistei, în trei exemplare, dactilografiate la două rînduri. Formulele se scriu citeț, cu cerneală. Figurile și graficele se desenează eventual în tuș pe hîrtie de calc.

Articolele se redactează într-o formă cît mai concisă (8—10 pag.) și clară, dezvoltările problemelor cunoscute fiind evitate. Materialul grafic ilustrativ trebuie să fie judicios întocmit și în număr strict necesar. În afară de numele și prenumele complet, autorul va preciza titlul științific și locul de muncă. Literatura folosită și citată în text se va insera la finele lucrării sub formă de bibliografie, indicîndu-se numele autorului, titlul lucrării, tomul, locul, editura și anul apariției, pentru reviste arătîndu-se și numărul și paginile.

Lucrările vor fi însoțite de un scurt rezumat în limba română (eventual și în limba rusă, franceză, germană și engleză).

Manuscrisele nu se restituie.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1963

SNO

ȘANTIERUL NAVAL OLTENIȚA

construiește:

PASAGERE FLUVIALE
REMORCHERE 150-2200 C.P.
DRĂGI MARITIME
MOTONAVE 2000t
ȘLEPURI 1000t

1966 MAR 7.

UZINA

Vulcan

BUCUREȘTI

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

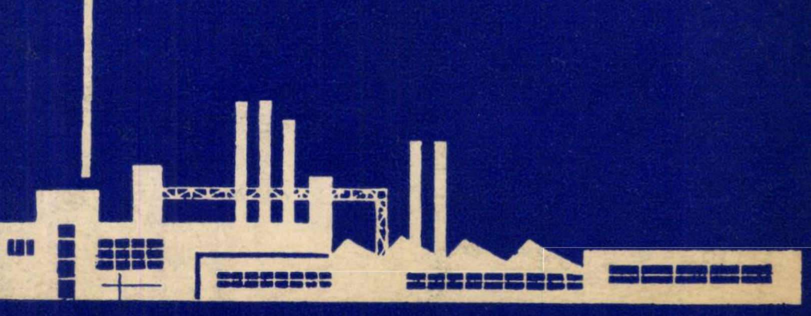
Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43



E3279

R

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

9

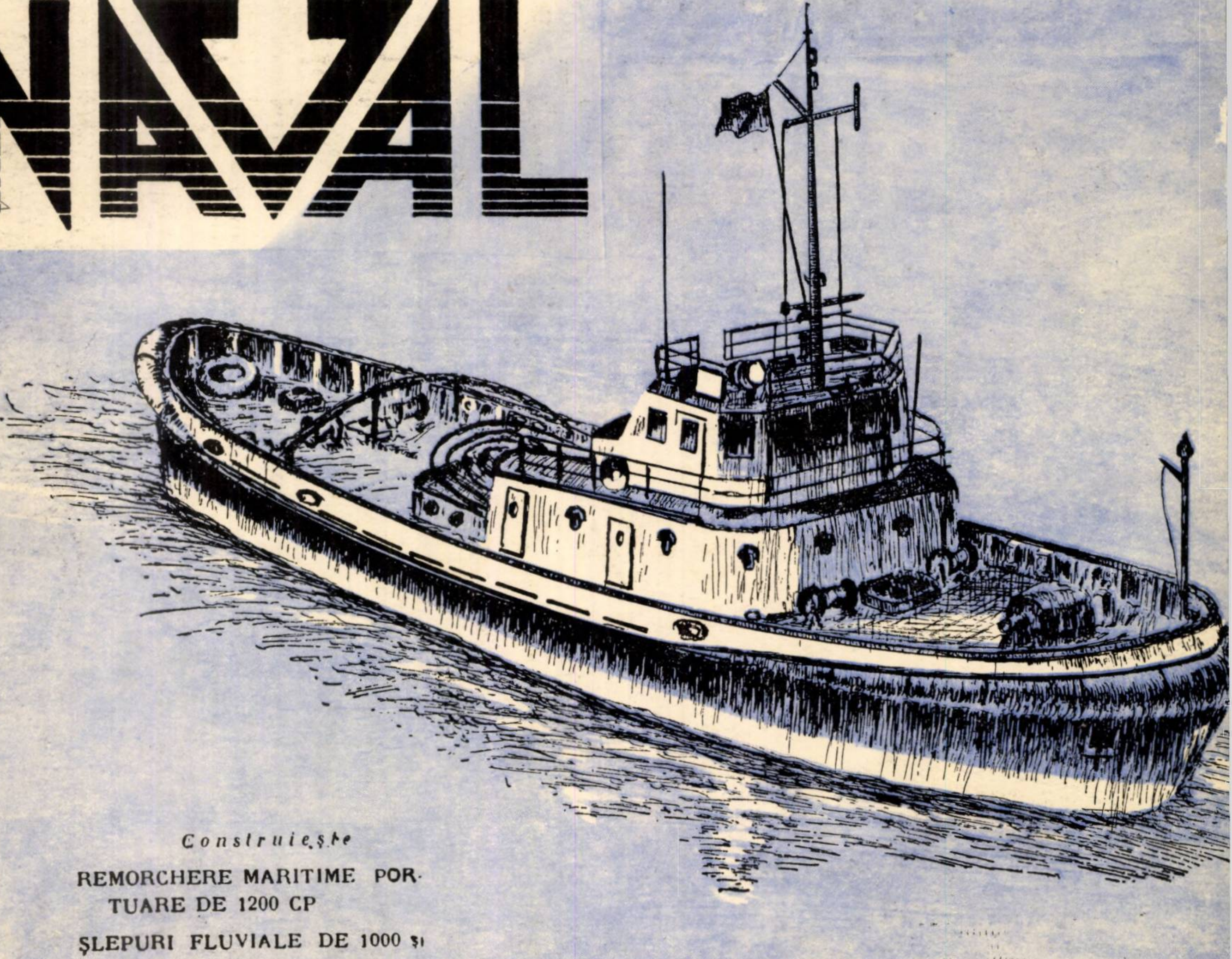
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVII • Nr. 9 • SEPT. 1965

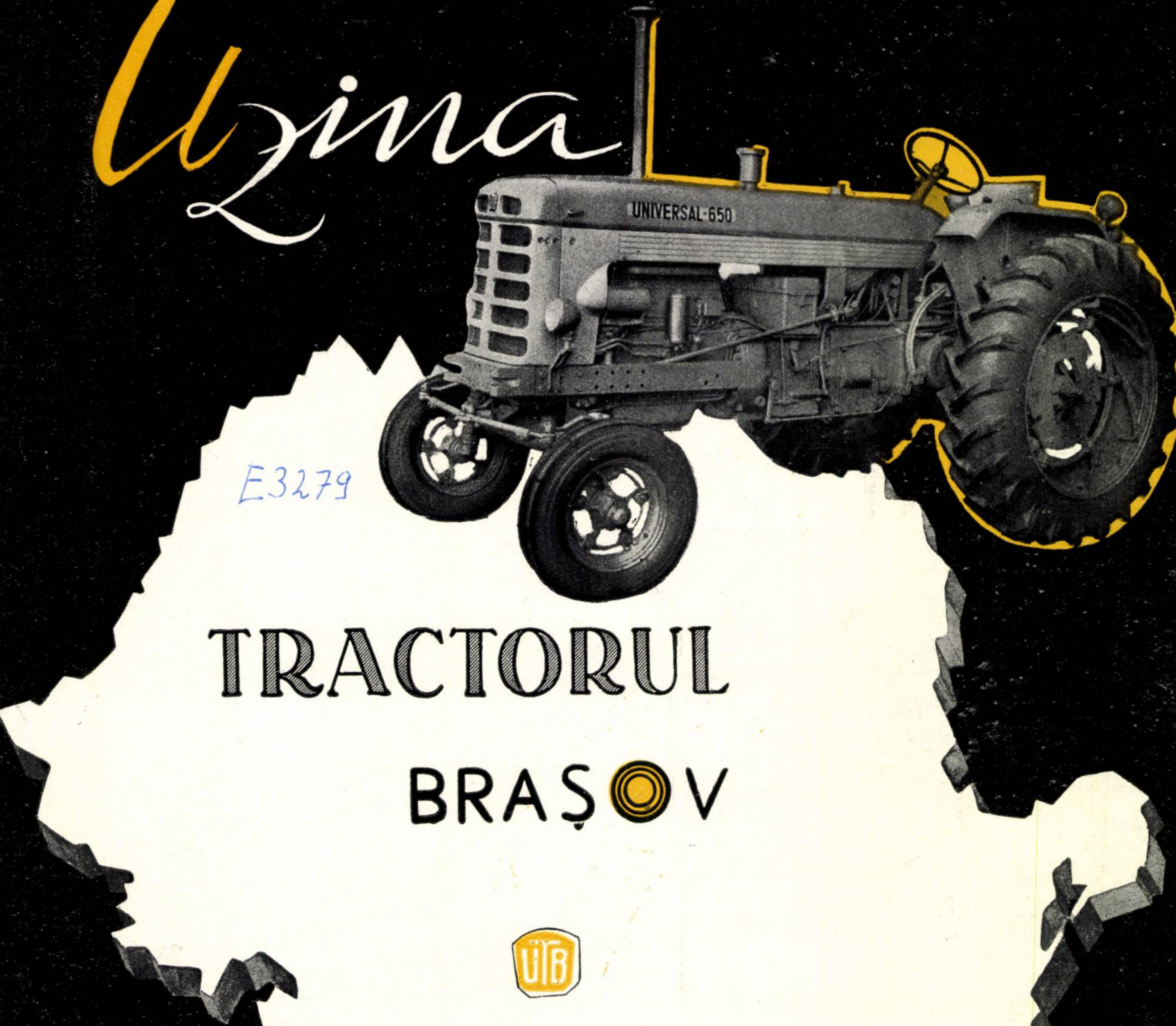
ŞANTIERUL NAVAL

Construieşte

- REMORCHERE MARITIME PORTUARE DE 1200 CP
- ŞLEPURI FLUVIALE DE 1000 şi 1700 t
- DRĂGI REFULANTE DE 500 kW
- ŞALUPE FLUVIALE DE 65 CP

BRAILA





E3279

Uzina TRACTORUL BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

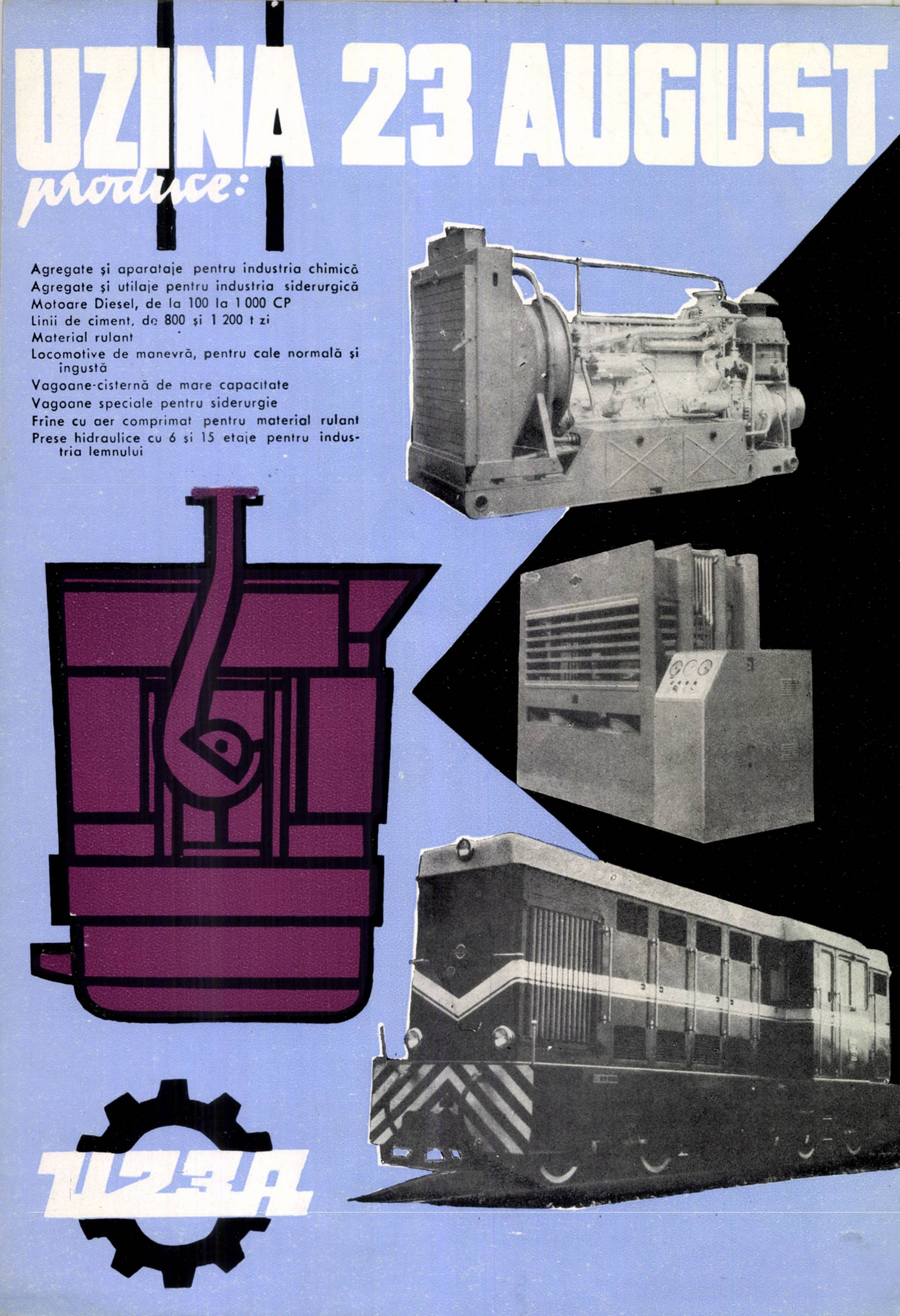
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

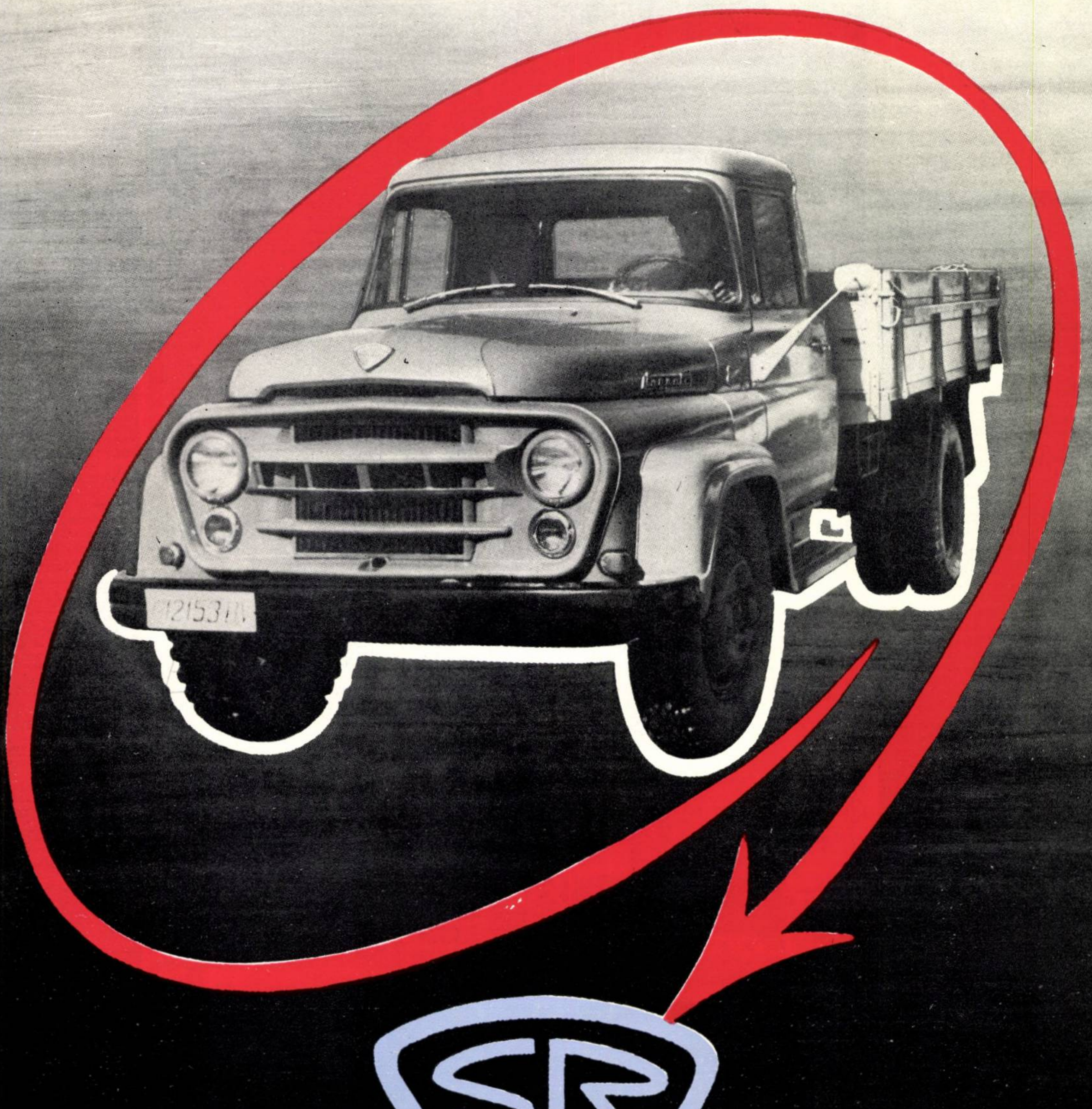


UZINA 23 AUGUST

produce:

- Agregate şi aparataje pentru industria chimică
- Agregate şi utilaje pentru industria siderurgică
- Motoare Diesel, de la 100 la 1 000 CP
- Linii de ciment, de 800 şi 1 200 t zi
- Material rulant
- Locomotive de manevră, pentru cale normală şi îngustă
- Vagoane-cisternă de mare capacitate
- Vagoane speciale pentru siderurgie
- Frine cu aer comprimat pentru material rulant
- Prese hidraulice cu 6 şi 15 etaje pentru industria lemnului

UZ3A

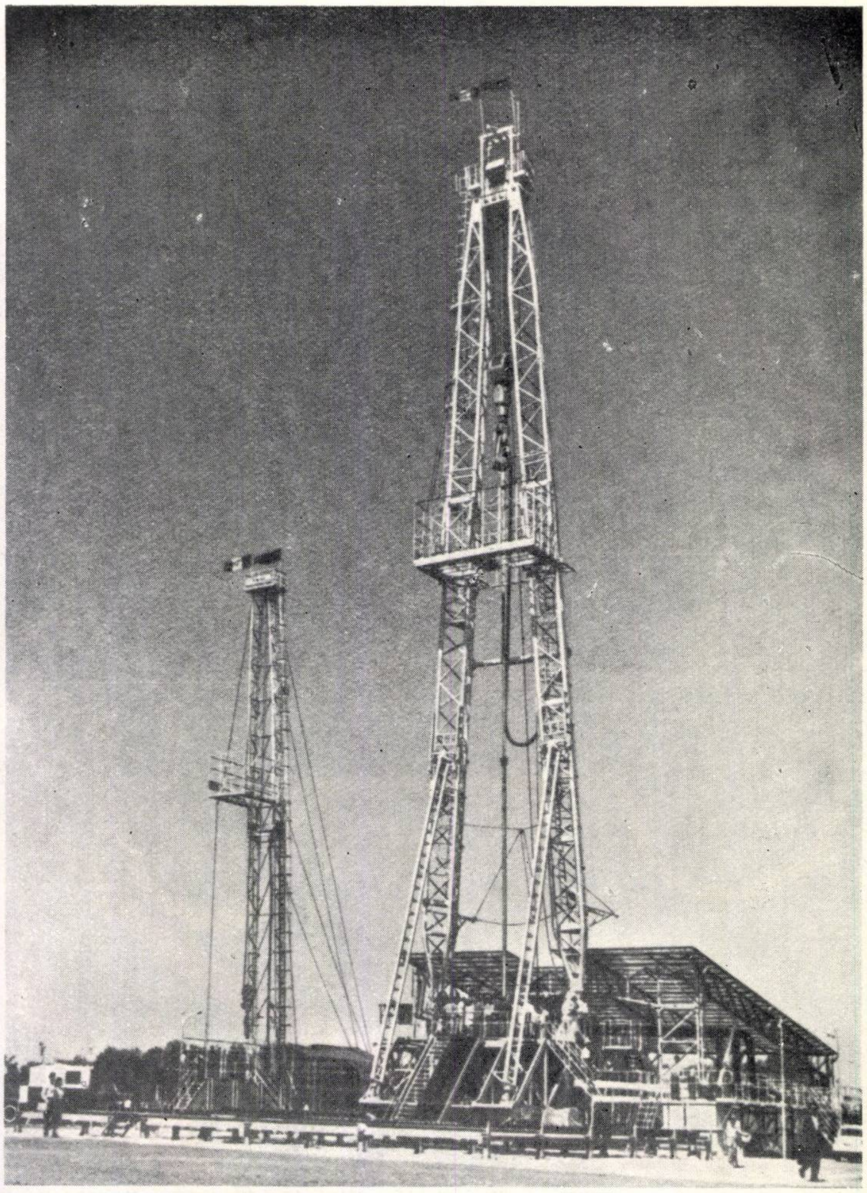


SR

Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov - strada Poienelor Nr. 5
Telefon 63-10



UZINA 1 MAI PLOIESTI

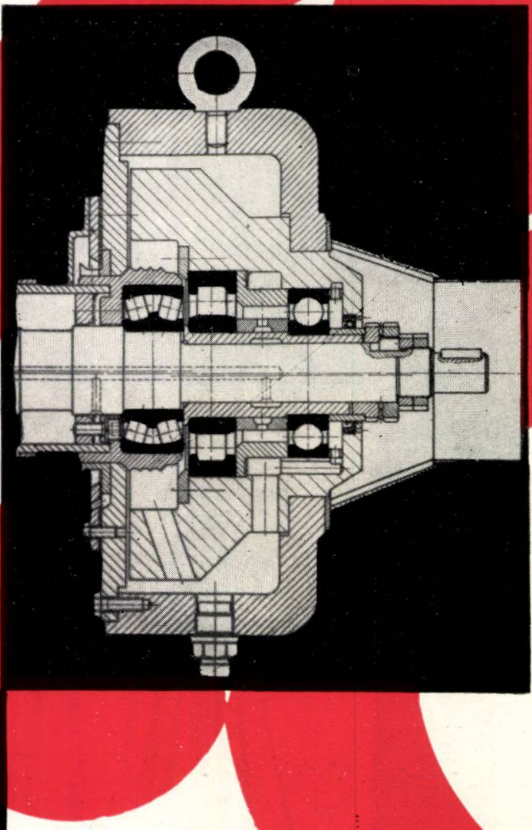
execută:

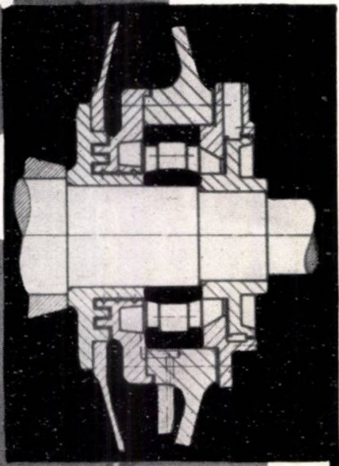
- Instalații de foraj transportabile T50 — A, T50 — B
- Instalații de foraj 2DH — 75 A, 4LD — 150C și 4LD — 150 D, 3DH — 200 A, 4DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

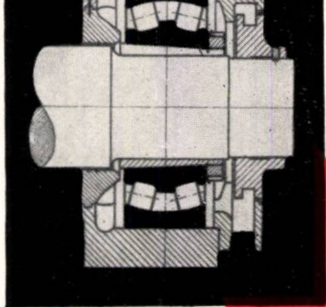
FRB

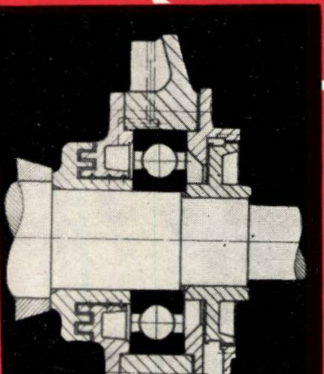
MADE IN RUMANIA

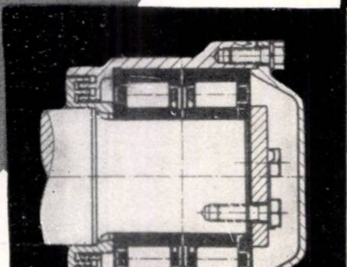
fabrica de rulmenți



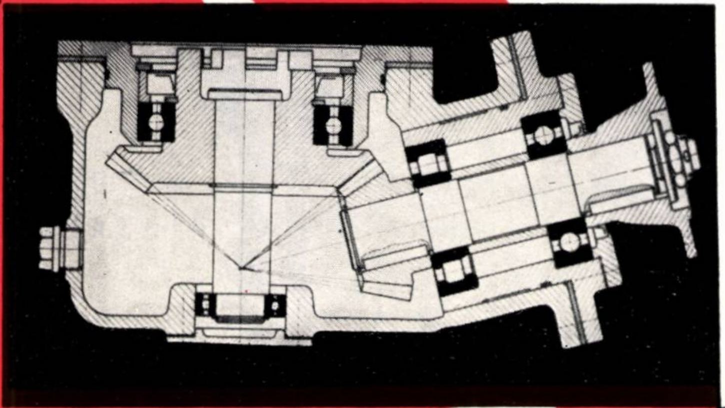


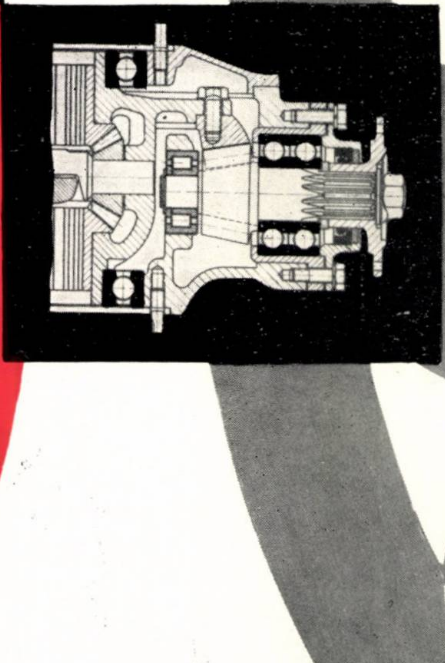






BÎRLAD





Livrează:

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

**rulmenţi de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate.**

Uzina de construcţii de maşini

RESITA

TURBINE HIDRAULICE

TURBOGENERATOARE ● HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW ● PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

UTILAJ CHIMIC ● UTILAJ HIDROENERGETIC ● UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm³/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm³/h — 2,8 ata; 140 000 Nm³/h — 3,5 ata.

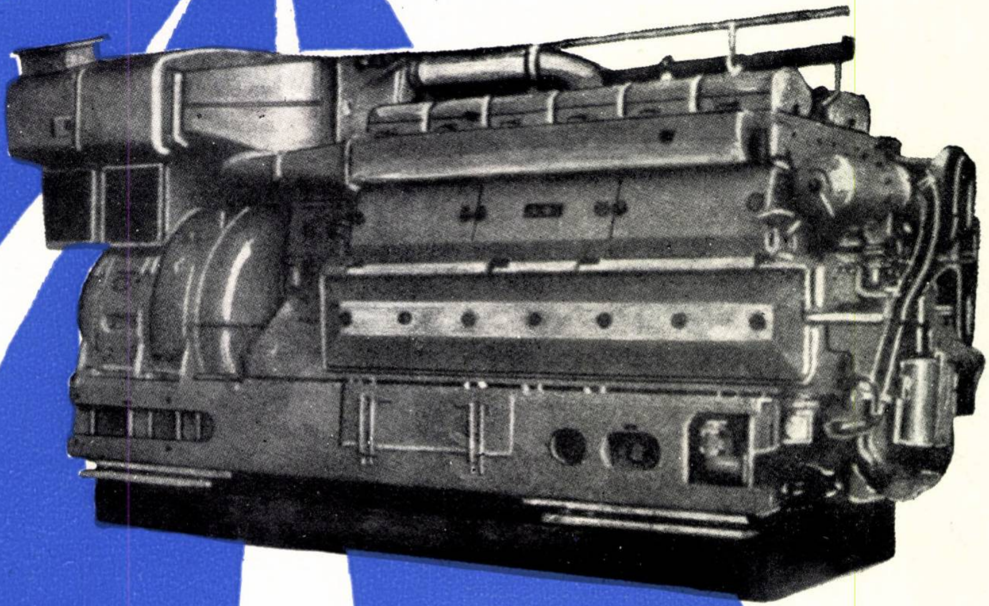
TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW

— cu condensaţie

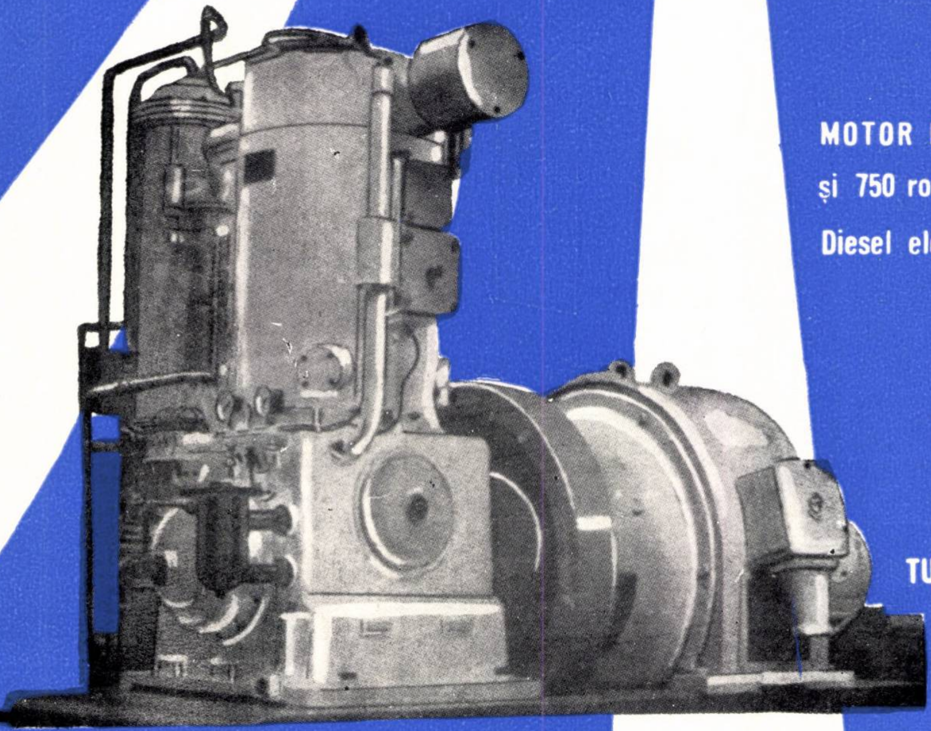
— cu priză

— cu contrapresiune

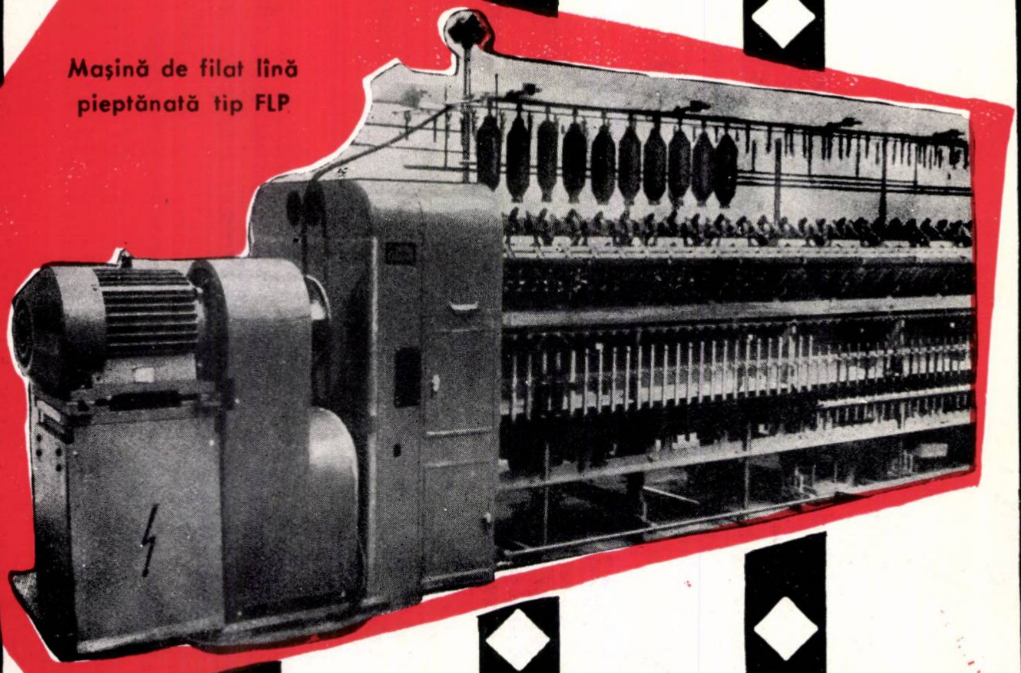
UCM
Resita



MOTOR DIESEL de 2300 CP
şi 750 rot/min pentru locomotive
Diesel electrice de 2100 CP



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW
- cu condensaţie
- cu priză
- cu contrapresiune



Maşină de filat lînă pieptănată tip FLP

UZINA LIVREAZĂ ÎN MOD CURENT:

- — Carde de bumbac tip C.
- — Războaie automate de ţesut bumbac tip A.
- — Ratiere pentru războaie tip A.
- — Războaie automate de ţesut mătase tip AM.
- — Maşini de pieptănat lînă tip FL.
- — Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice, tip 3R.
- — Maşini de filat lînă pieptănată tip FLP.

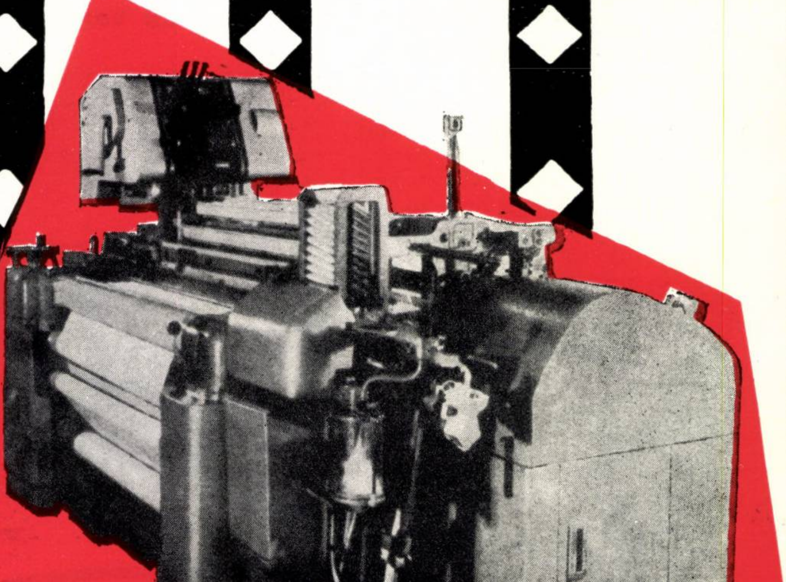
uni

unirea

UZINA
UNIREA
Piaţa 1 Mai
CLUJ

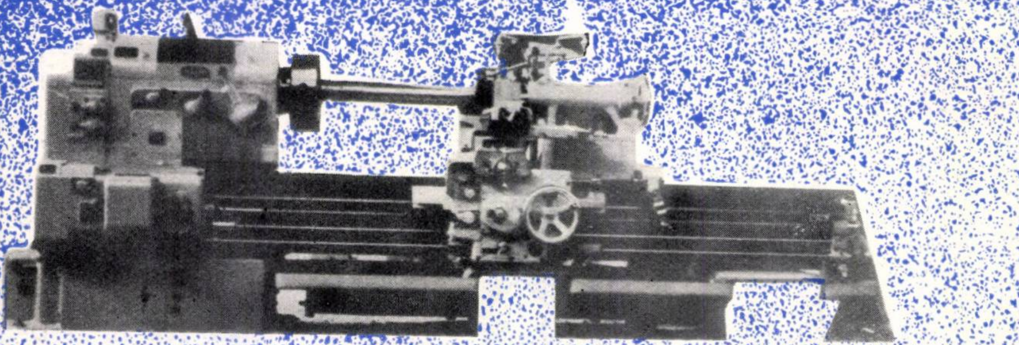
rea

- Maşini de filat bumbac cardat pieptănat tip Fl.
- Cilindri canelaţi pentru maşini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru maşinile textile din fabricaţia curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenuşie.
- Piese turnate cu modele uşor fuzibile şi în forme coji cu liant de bachelită.

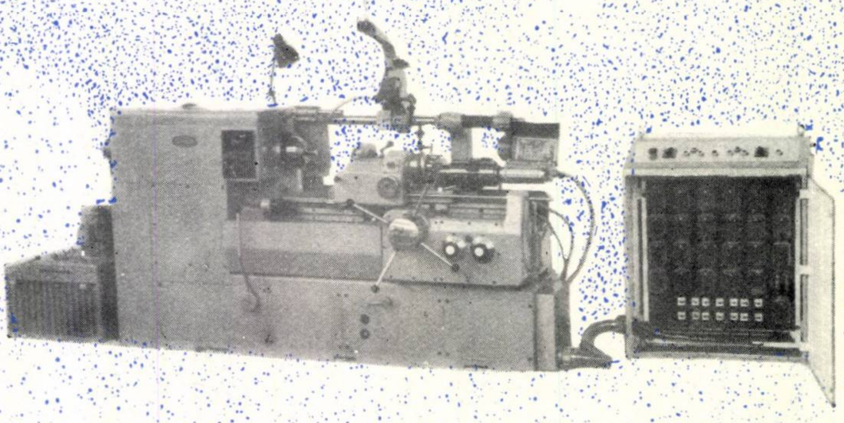


Maşină de filat lînă
pieptănată tip FLP

uzina de
strunguri
arad



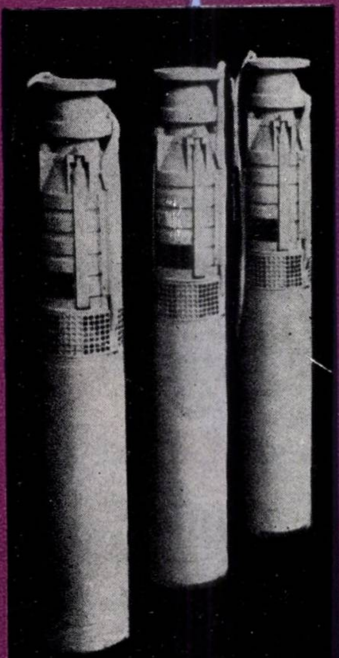
fabrică următoarea gamă de strunguri:
Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 şi 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 şi SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 şi SRV 40 şi
Strung de copiat cu comandă semiautomată SA 200.

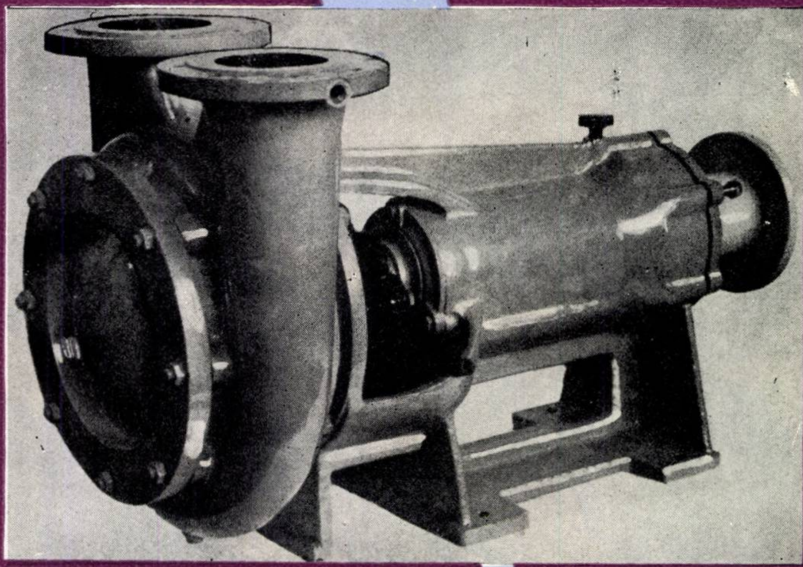


UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

Laminate și trase din
aluminiu, cupru, alamă
Laminate trase din
neferoase ușoare și grele
Produse de mecanică fină
Vitezometre, contoare de ore
pentru tractoare
Piese turnate sub presiune
Butelii pentru gaz petrolier
lichefiat

ÎNTREPRINDERE METALURGICĂ DE STAT - BRASOV
Str. Carpatilor 66-68
Tel. 3620





- Pompe pentru alimentarea și recircularea apei industriale
- Pompe pentru industria chimică, din materiale rezistente la coroziune.
- Pompe pentru lichide cu temperatură ridicată.
- Pompe pentru soluții în suspensie, nămoluri, nisipuri, paste etc.
- Pompe de vid cu inel lichid
- Pompe submersibile

Relații complete privind programul de fabricație, cum și caracteristicile constructive și funcționale ale pompelor, se pot obține de la „Biroul de relații tehnice" al uzinei
Telefon: 35.35.58

UZINA DE POMPE
BUCUREȘTI

Str. Ziduri Moși nr. 25, Tel. 35.50.00

UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIESTI

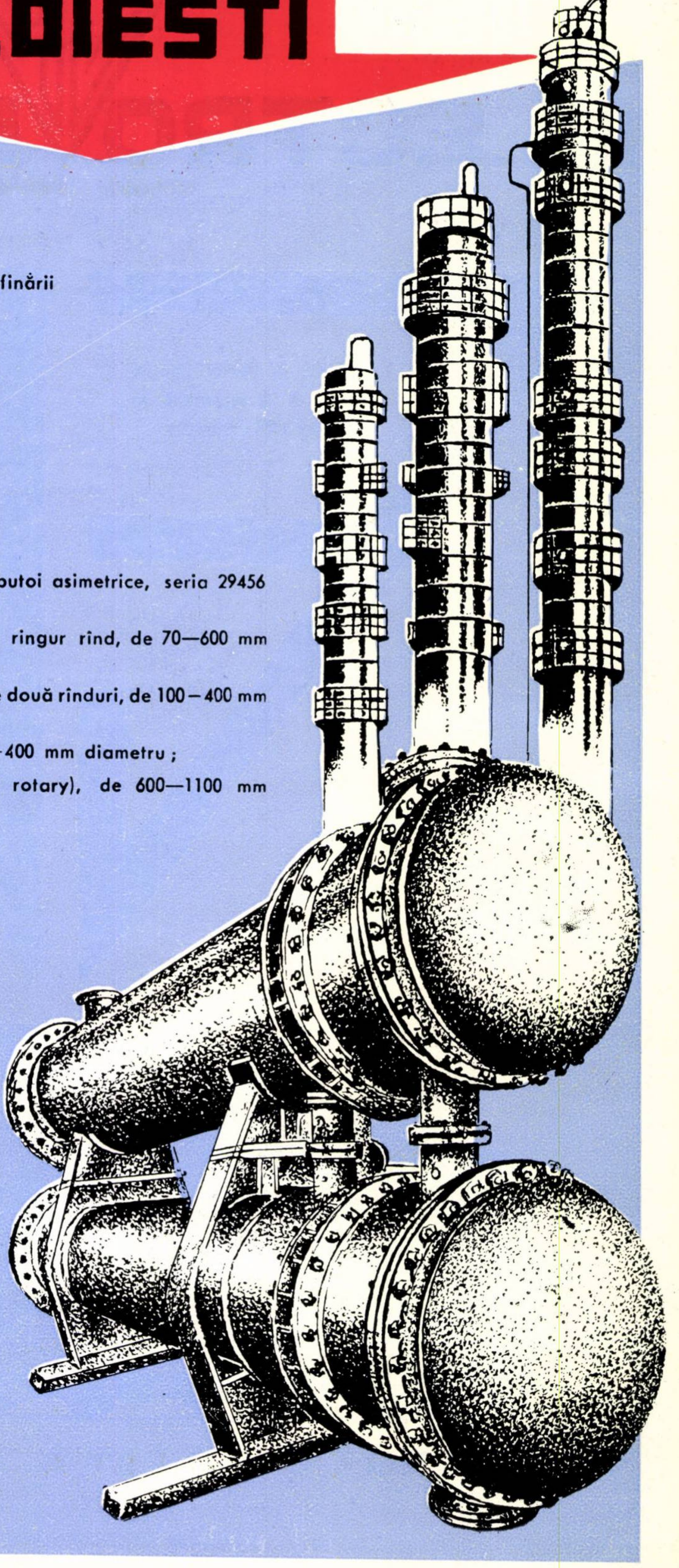
Produce şi livrează:

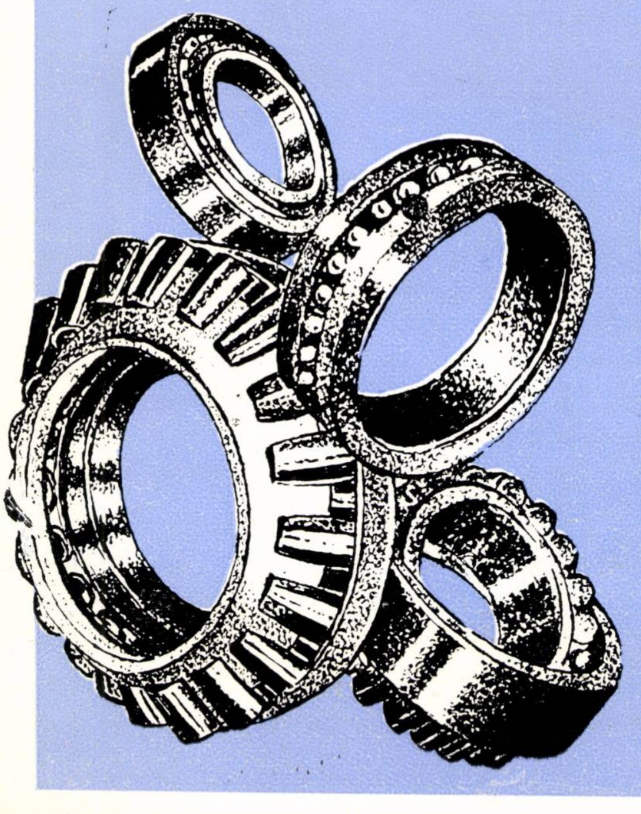
Utilaje pentru industria chimică şi rafinării

- Condensatore
- Schimbătoare de căldură
- Evaporatoare
- Reactoare
- Coloane
- Camere de cocsare

Rulmenţi speciali de diferite tipuri

- rulmenţi axiali-radiali oscilanţi cu role butoi asimetrice, seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice;
- rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un ringur rind, de 70—600 mm diametru;
- rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rinduri, de 100—400 mm diametru:
- rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 60—400 mm diametru;
- rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600—1100 mm diametru.





ELECTROPUTERE

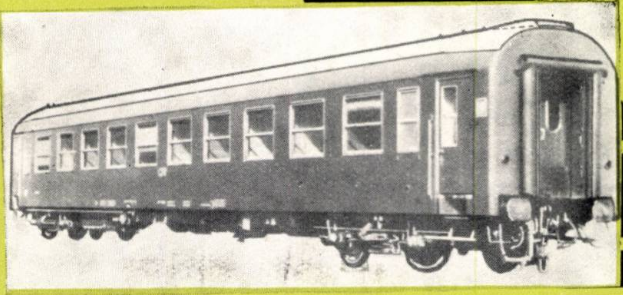
Tracțiune cu tonaj sporit, comodă și economică se, realizează folosind

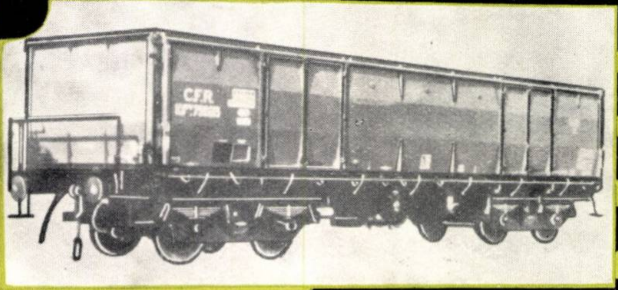
LOCOMOTIVELE DIESEL
ELECTRICE
Co — Co 2 100 CP

LOCOMOTIVA (FO — 304/13)

Uzinele de vagoane ARAD

EXECUTĂ





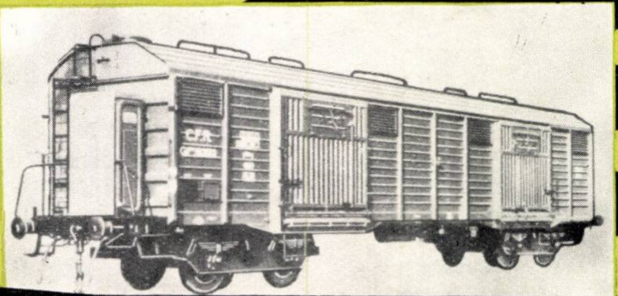
VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ȘI SPECIALE:

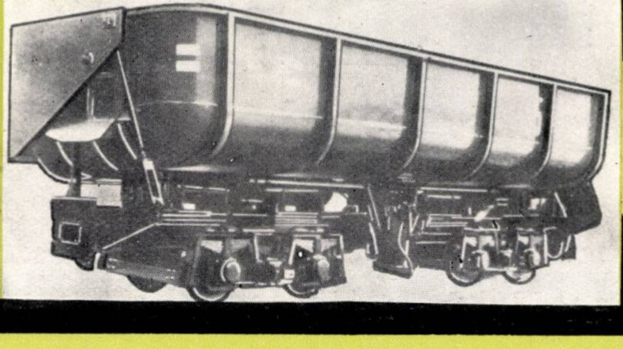
Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă

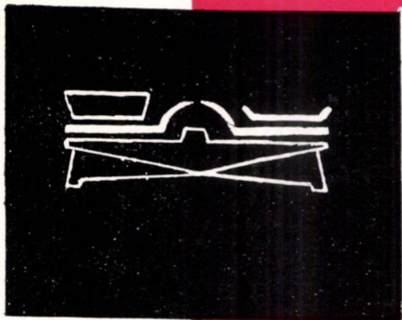
Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate 120 km/h viteză maximă

Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate

Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km h viteză maximă





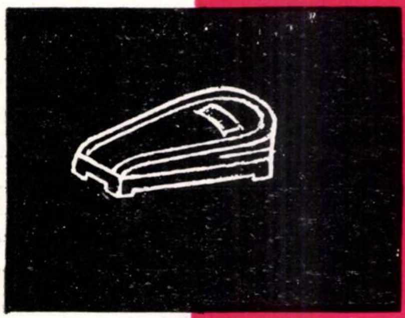


Uzina BALANTA Sibiu

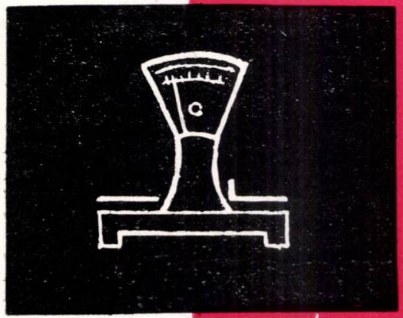
CALEA GUȘTERIȚEI Nr 21 - 23 • TELEFON 6200

EXECUTĂ

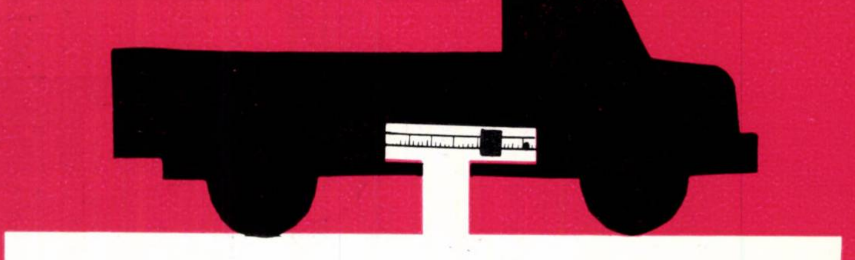
BALANŢE
ŞI
BASCULE
DE LA 1 kg LA 200 t

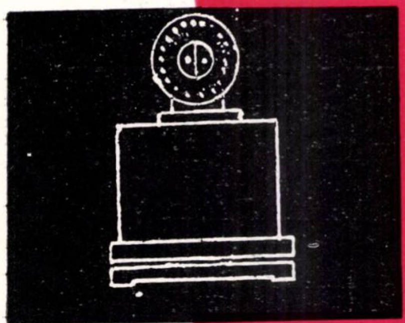


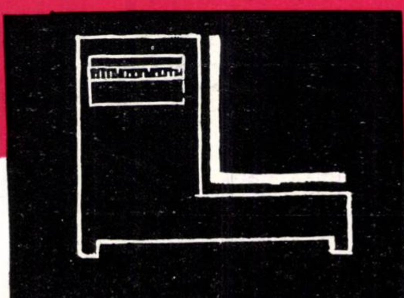
ETALON
TEHNICE
ROMANE
SEMIAUTOMATE
AUTOMATE



PRECUM ȘI **BASCULE ROMANE POD**
PENTRU VEHICULE RUTIERE, 10-20 T

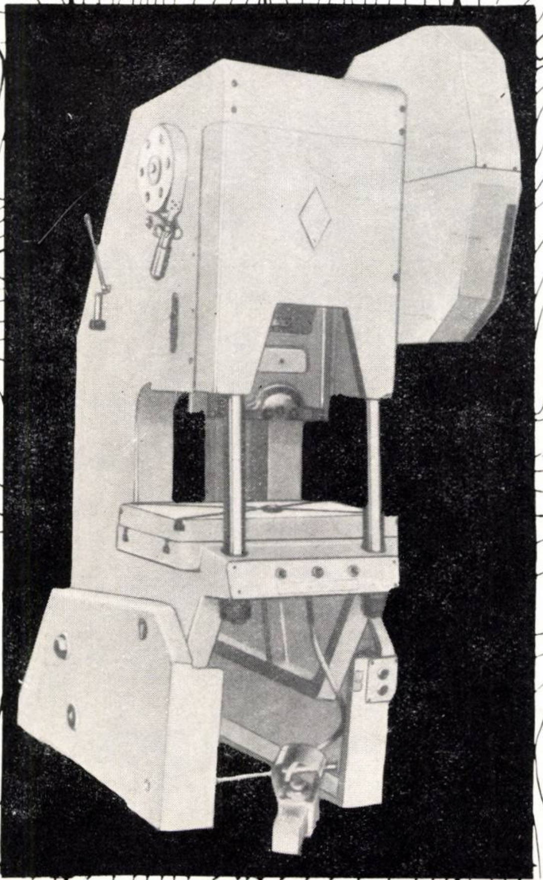




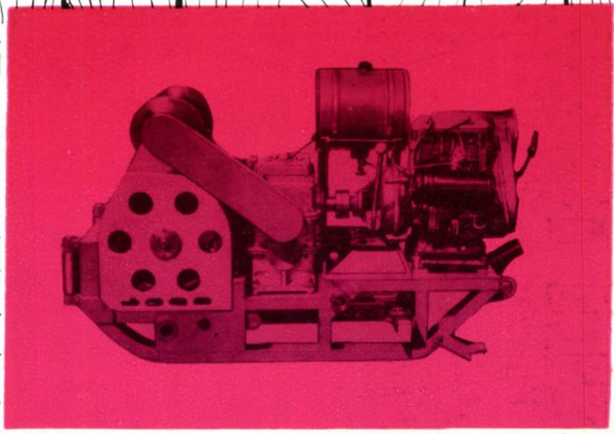


UZINA • MECANICA • SIBIU

EXECUTĂ MAȘINI-UNELTE



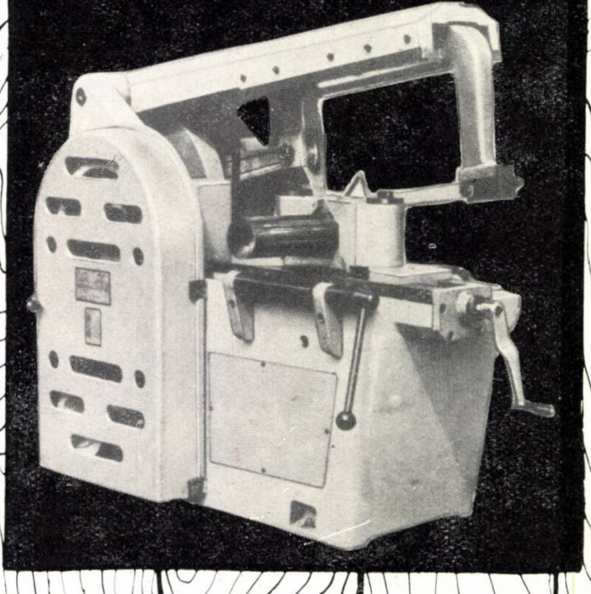
Prese cu excentric, de
6, 16, 25, 40 și 63 t.



Utilaje pentru exploatări forestiere

Instalație ușoară pentru scos lemne din cioată și pentru scoaterea lemnului de la o distanță de 150 m pe lățime de 35 m

Ferăstrău alternativ
cu comandă hidraulică, automată, pentru material pînă la 250 mm diametru



Pentru podgorii și centre de vinificare

- ZDROBITOARE-DESCIORCHINATOARE DE STRUGURI
- PRESE PNEUMATICE
- PRESE MECANICE
- POMPE
- LIMPEZITOARE CENTRIFUGALE
- INSTALAȚII PENTRU TRATAREA TERMICĂ A VINULUI
- LINII DE ÎMBUTELIAT VIN

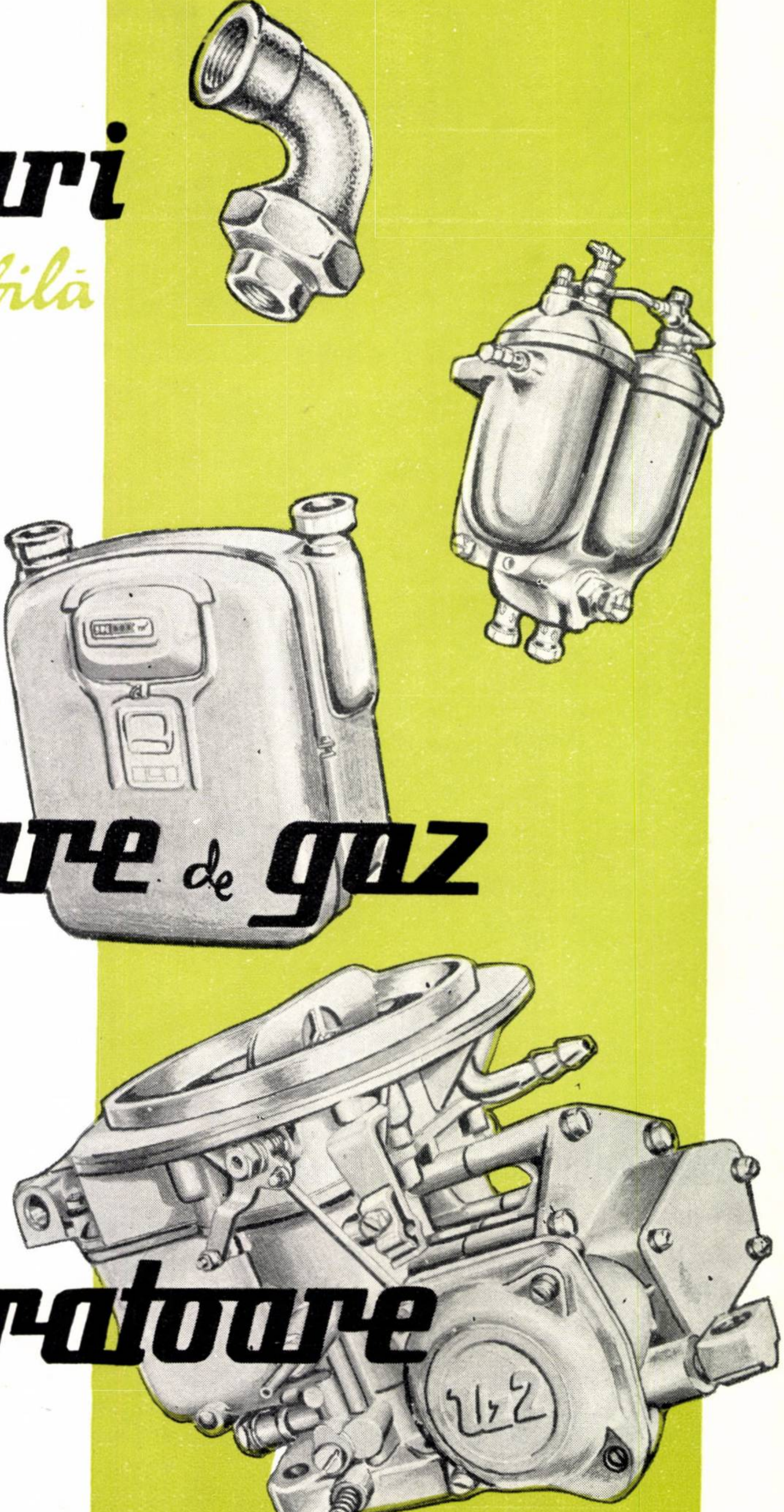
FABRICATELE
UZINEI

TEHNOFRIG

CLUJ STR. FABRICII DE CHIBRITURI Nr. 5—11 TELEFON 1-61-80

Uzina 2 BRAȘOV

produce:



Fitinguri

din fontă maleabilă

Filtre

pentru ulei
și combustibil
pentru motoare DIESEL

Contoare de gaz

pentru debit de
6m³/h și 20m³/h

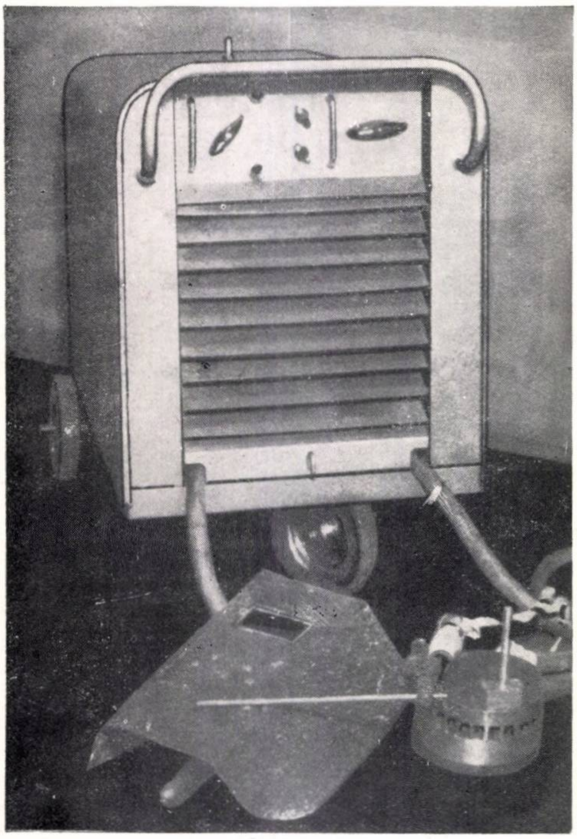
Carburatoare

pentru motoare
SR 211 și M207

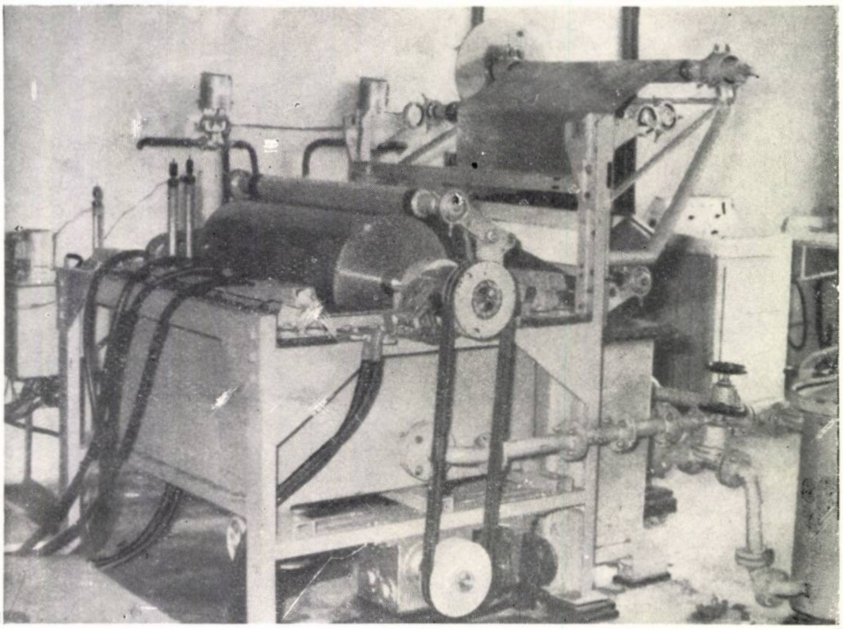
Șos. Zizinului Nr. 59 Telefon: 3407-3408

MICM

ICPE



Execută studii, incercări, omologări şi execuţii de prototipuri din domeniul maşinilor şi transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă şi inaltă tensiune, acţionărilor electrice, schemelor complexe, electrice şi electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu maşini electronice, materialelor electrotehnice, cum şi proiectări pentru uzine şi fabrici cu acest profil.



Institutul primeşte comenzi de cercetare şi proiectare cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din ţară

INSTITUTUL DE CERCETARE SI PROIECTARE PENTRU INDUSTRIA ELECTROTEHNICA

Bucureşti, bd. T. Vladimirescu nr. 45
Telefon 16.41.40 — 16.41.48

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată

PROGRESUL

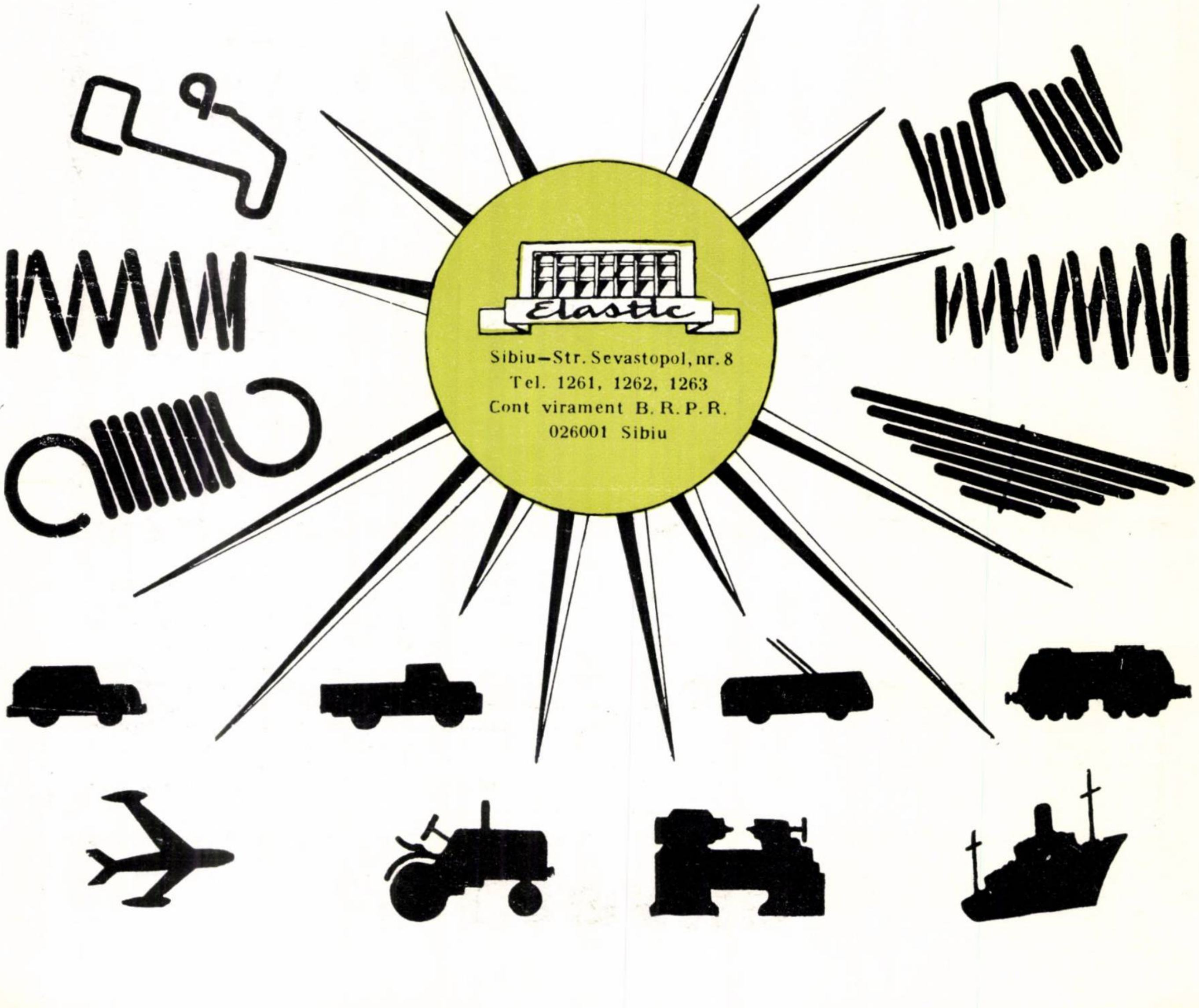
BRĂILA

UZINA
Elastic
SIBIU

Execută

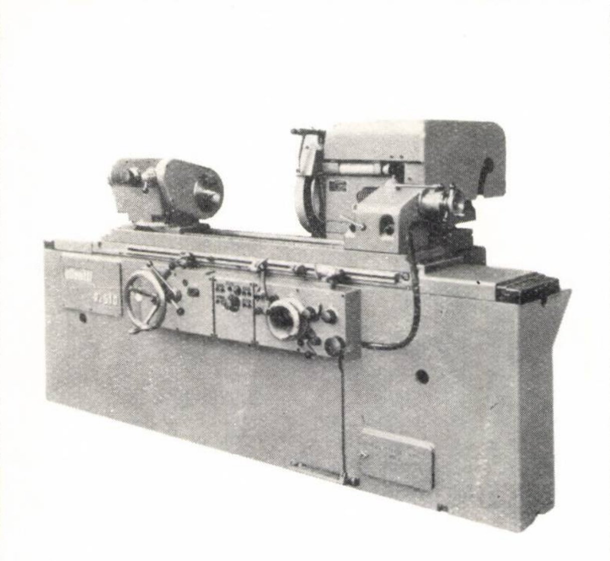
Arcuri şi resoarte de înaltă calitate.

Arcuri pentru suspensii auto.
Resoarte cilindrice şi conice înfăşurate la rece şi la cald cu diametrul sîrmei de la 0,2 la 40 mm. Resoarte dublu conice şi butoi, resoarte spirale plane de diferite dimensiuni. Inele de siguranţă, şaibe elastice, inele şi resoarte pentru garnituri de etanşare etc.

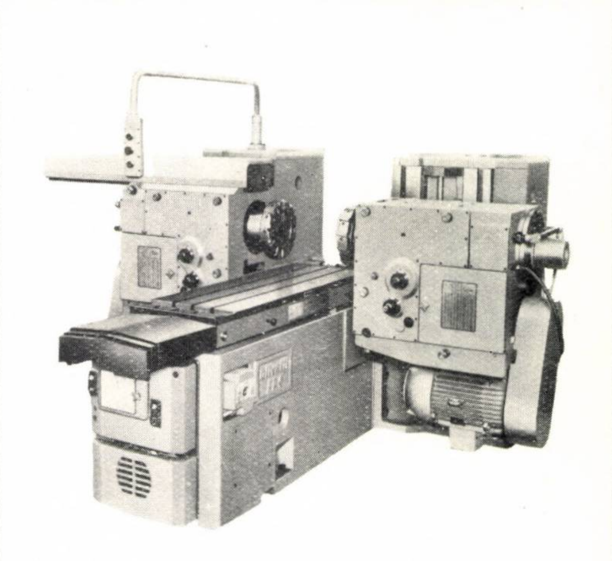


Sibiu–Str. Sevastopol, nr. 8
Tel. 1261, 1262, 1263
Cont virament B. R. P. R.
026001 Sibiu

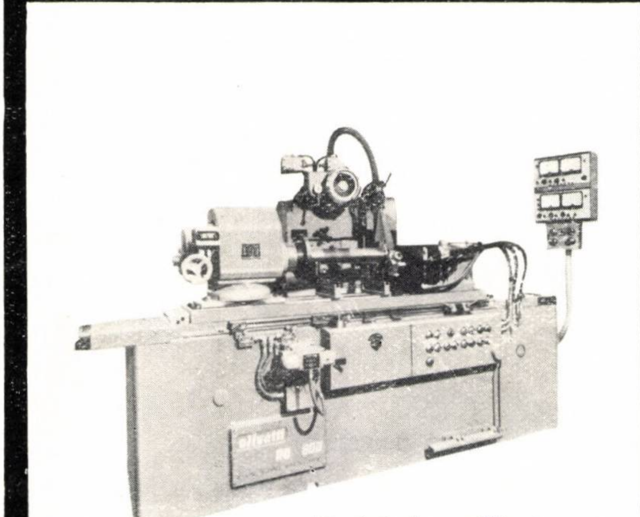
Inaltă specializare şi un ridicat nivel de automatizare sînt caracteristicile necesare maşinii unelte moderne. Aceste caracteristici se regăsesc în cadrul vastului şi completului sortiment de produse ale sectorului de maşini-unelte Olivetti. De la maşinile de frezat plan pînă la maşinile de rectificat, de la maşinile de găurit cu comandă numerică şi pînă la maşinile speciale, întreaga gamă de maşini-unelte Olivetti constituie echipamentul complet al unei industrii mecanice la nivelul productivităţii şi concurenţei internaţionale



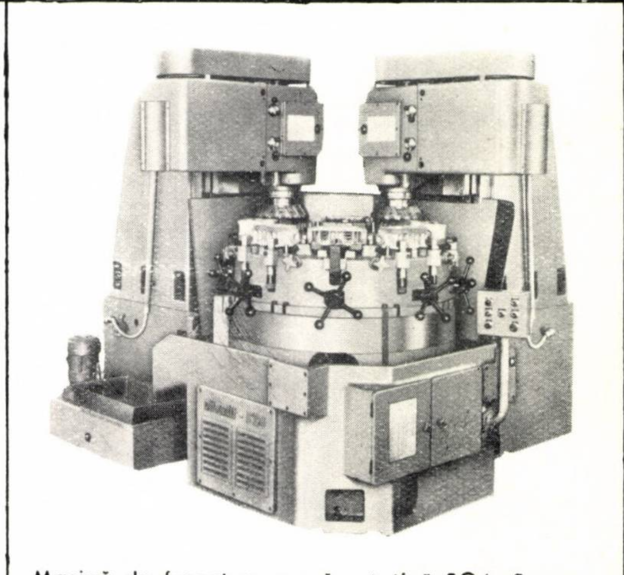
Maşină de rectificat universală R4—510



Maşină de frezat plan FP4—UP18



Maşină de rectificat pentru fabricaţia de mare serie RO—800



Maşină de frezat cu masă rotativă FG4—2

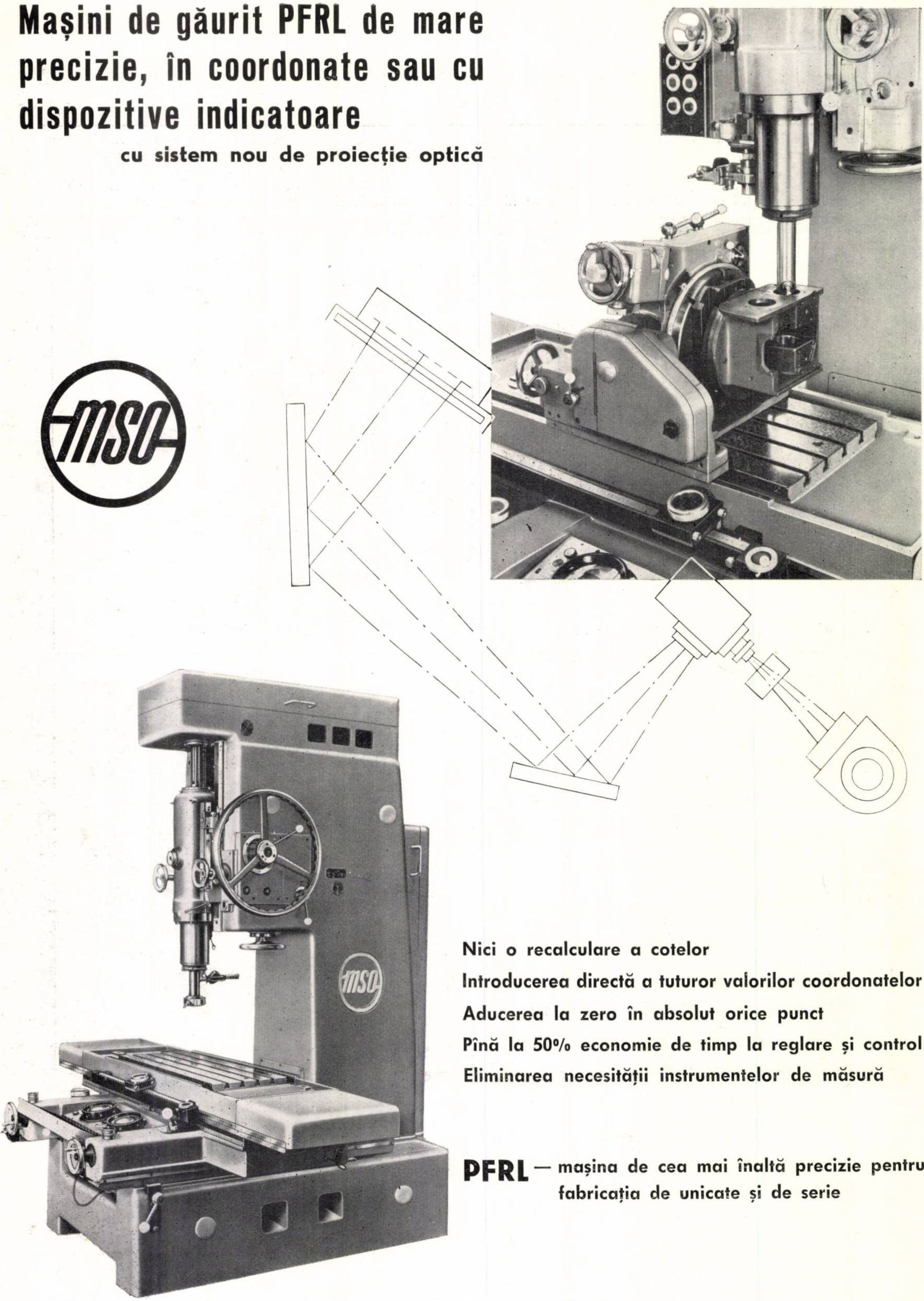
Astăzi, programul de fabricaţie pentru maşinile-unelte Olivetti cuprinde: ◆ maşini de frezat plan cu ciclu automat, cursa mesei de la 500 la 5 000 mm, cu 2-3-4 capete de frezat dispuse pe verticală, orizontal sau inclinat, cu electromotor de 5-10-18-25-32 CP ◆ maşini de frezat automate cu comandă prin came a mesei pentru prelucrarea pieselor de dimensiuni reduse ◆ maşini de frezat cu masă rotativă, cu 1 sau 2 capete de frezat ◆ maşini de rectificat universale, cu distanţa dintre vîrfuri de la 415 la 2 150 mm, cu cap portsculă hidraulic şi cu variaţie continuă a turaţiei ◆ maşini de rectificat normale ◆ maşini de rectificat pentru fabricaţia de serie mare, cu 1 sau 2 capete portsculă normalizate de 10 CP, dispuse paralel şi oblic în raport cu masa ◆ maşini de alezat automate cu 1-2-3-4 capete cu ciclu automat ◆ dispozitive de lucru pentru găurire, alezare, frezare, filetare ◆ dispozitive deplasabile pentru maşini combinate ◆ maşini de găurit de precizie verticale, de banc şi cu coloană, cu 1-2-3 capete de găurit ◆ maşini speciale cu poziţie fixă, cu masă rotativă, cu tambur sau prin transfer ◆ prese cu excentric, automate, cu cuplaj pneumatic ◆ maşini de găurit cu comandă numerică, cu sau fără schimbarea automată a burghielor.

Ing. C. Olivetti & C., S.p.A. — Sectorul maşini-unelte — San Bernardo d'Ivrea (Italia) — Adresa telegrafică: Meccanica Olivet

olivetti

Mașini de găurit PFRL de mare precizie, în coordonate sau cu dispozitive indicatoare

cu sistem nou de proiecție optică



Nici o recalculare a cotelor

Introducerea directă a tuturor valorilor coordonatelor

Aducerea la zero în absolut orice punct

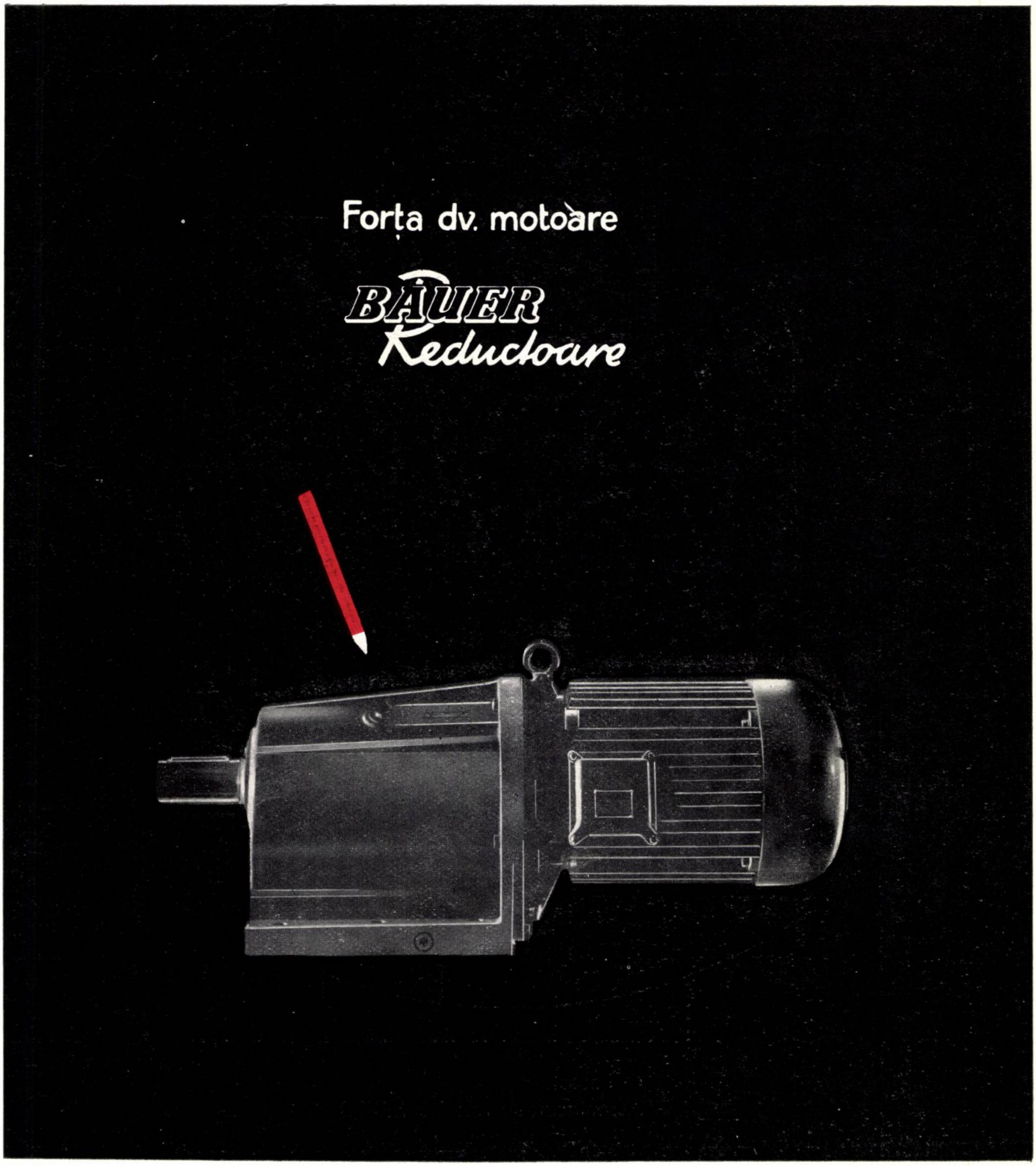
Pînă la 50% economie de timp la reglare și control

Eliminarea necesității instrumentelor de măsură

PFRL — mașina de cea mai înaltă precizie pentru fabricația de unicate și de serie

MSO WERKE OFFENBACH AM MAIN

Senefelderstrasse 162, Postfach 37, telefon 80.191. Republica Federală Germană



108 12/64

De zeci de ani BAUER și-a luat sarcina de a deschide reductoarelor noi domenii de aplicație, din ce în ce mai numeroase.
Succesele sale sînt bazate pe calitatea produsului, pe asistența tehnică și serviciile aduse clienților. De aceea aproape toate ramurile industriei apreciază astăzi avantajele reductoarelor BAUER pentru antrenarea mașinilor de turație redusă a melanjoarelor și a altor aparate. Multe probleme în legătură cu antrenarea mașinilor mai așteaptă însă o soluționare corespunzătoare. In aceste cazuri trebuie să se acorde încredere experienței dobîndite de BAUER în tehnica antrenării. Veți primi la cerere o documentație detaliată sau veți avea o întrevedere cu unul din consilierii tehnici BAUER care va fi fericit să vă viziteze.

BAUER

Eberhard Bauer · Esslingen-Neckar
REPUBLICA FEDERALĂ
GERMANĂ

MDK
12.5

O noutate

Automacaraua rotativă MDK 12,5

Automacaraua rotativă este un vehicul cu multiple posibilități de utilizare.

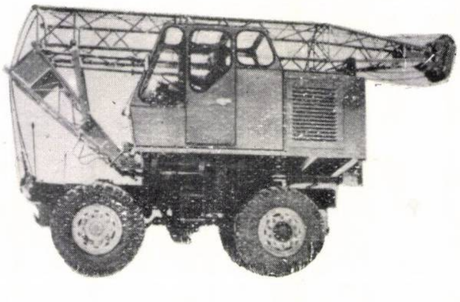
Deplasare rapidă datorită vitezei mari de 40 km/h.

Sarcină maximă 5 tf, unghi de rotire a brațului 360°.

Accesoriile – mecanismul pentru variația lungimii brațului, greiferul cu două cabluri, instalația de amortizare – oferă posibilități multiple.

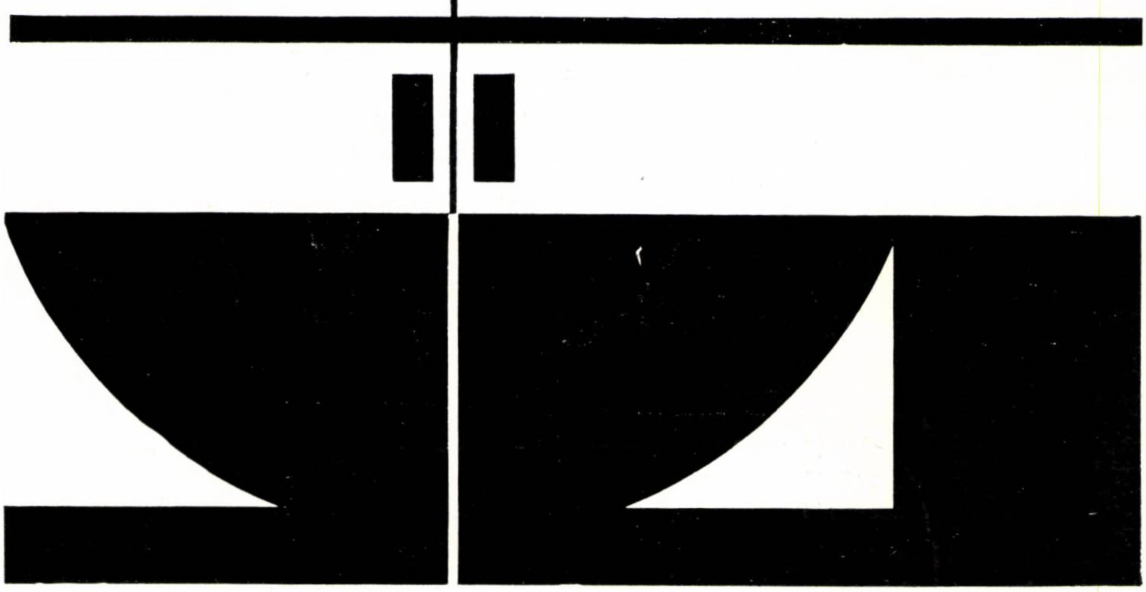
Informații : Reprezentanța Comercială pe lîngă Ambasada Republicii Democrate Germane în R.P.R. – Calea Dorobanților nr. 14, București, telefon 11.39.97.

DEUTSCHER INNEN-UND AUSSENHANDEL
MASCHINEN•EXPORT
108 BERLIN • MOHRENSTRASSE, 61
REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ



Instrumente pentru
măsurarea unghiurilor
produse la JENA

Intreprinderea de stat
Carl Zeiss JENA



Raportor optic
Domeniul de măsurare: 4 × 0 . . . 90°. Diviziunea scalei: 5′

Nivelă unghiulară cu microscop
Domeniul de măsurare: ± 120°. Diviziunea scalei: 1′

Nivelă de coincidenţă
Domeniul de măsurare: ± 10 mm/m.
Diviziunea scalei: 0,01 mm/m

Raportor cu nivelă
Domeniul de măsurare: 0 . . . 360°. Diviziunea scalei: 5″

Aparat pentru divizarea unghiurilor
Domeniul de măsurare: 0 . . . 360°. Diviziunea scalei: 1″

CARL ZEISS
JENA

Maşini de încercat oţeluri şi metale

- Maşini de încercat la tracţiune şi compresiune
- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat lanţuri şi cabluri
- Instalaţii de încercat cilindri
- Maşini pentru fluaj
- Maşini de încercat cu sarcină normală
- Pulsator cu rezonanţă
- Maşini de încercat la durată
- Maşini de încercat la încovoiere
- Maşini de încercat la ambutisare adîncă
- Maşini de divizat epruvete
- Maşini de încercat duritatea
- Ciocane de rezilienţă
- Maşini de încercat la şocuri repetate sau rotative

Maşini de încercat materiale de construcţie

- Maşini de încercat la compresiune
- Maşini de încercat duritatea prin şoc

Maşini de încercat cauciuc şi materiale plastice

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercarea durităţii
- Ciocan de rezilienţă
- Maşini pentru determinarea plasticităţii sau a fluajului
- Maşini de încercarea elasticităţii
- Maşini de încercare la frecare (uzură)
- Dynstat, maşini de încercare la oboseală prin îndoire
- Maşini de încercat rezistenţa la lipire
- Maşini de încercat rezistenţa la căldură, aparate cu ac, tip Vicat
- Aparate cu bară incandescentă

Maşini de încercat hîrtia

- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat rezistenţa la plesnire
- Maşini de încercare la dublu falţ
- Maşină de format şi uscat coli de hîrtie
- Maşină de încercat la îndoire repetată
- Maşini de încercat satinarea
- Maşini de încercat capacitatea de absorbţie
- Maşini de încercat la permeabilitate
- Aparat de lovire şi de divizare
- Maşini de încercat la imprimare
- Aparate de verificat grosimea
- Aparat de încercat la presiune
- Maşini de încercarea încleierii

Maşini de încercat pentru textile

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercare la plesnire
- Maşini de măsurat grosimea

Aparate de vibraţii

- Maşini de echilibrat pînă la 1 000 kg
- Maşini de echilibrat cu roată
- Standuri de încercare la vibraţii pînă la frecvenţa de 1 000 Hz
- Mese vibratoare cu 3 componente
- Standuri de încercare la şoc
- Maşini de măsurat acceleraţia limită
- Aparate de măsurat universale

VEB WERKSTOFF-PRÜF-MASCHINEN LEIPZIG

VEB THÜRINGER INDUSTRIE-WERK RAUENSTEIN

Deutsche Export- und Importgesellschaft mbH Feinmechanik-Optik

Feinmechanik-Optik

102 Berlin Schicklerstr 7
Republica Democrată Germană

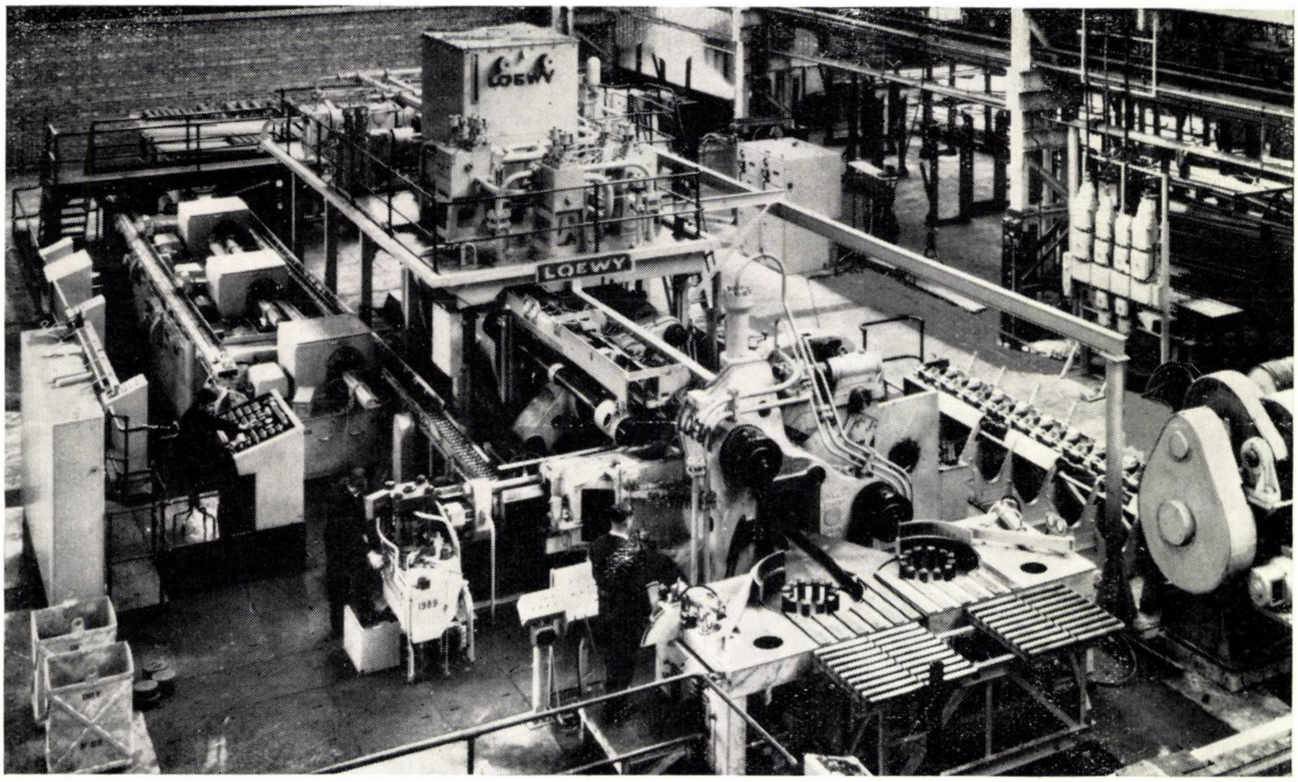
MAŞINI DE EXTRUDAT ŞI DE TRAS ŢEVI, PENTRU

ŢEVI, BARE, SÎRMĂ, BENZI ŞI PROFILE DIN ALAMĂ SAU CUPRU

LOEWY

O instalaţie de presare automată pentru extrudare realizată şi montată de Loewy Engineering Co. Ltd. pentru firma Thomas Bolton & Sons Ltd. Instalaţia comportă o presă pentru extrudare de 1 700 tf înzestrată cu trei instalaţii de încălzire a blocurilor prin inducţie, la frecvenţă industrială, tip LOEWY-MAGNETHERMIC. Toate operaţiile, de la primirea blocurilor reci pînă la realizarea produselor, sînt complet automatizate.

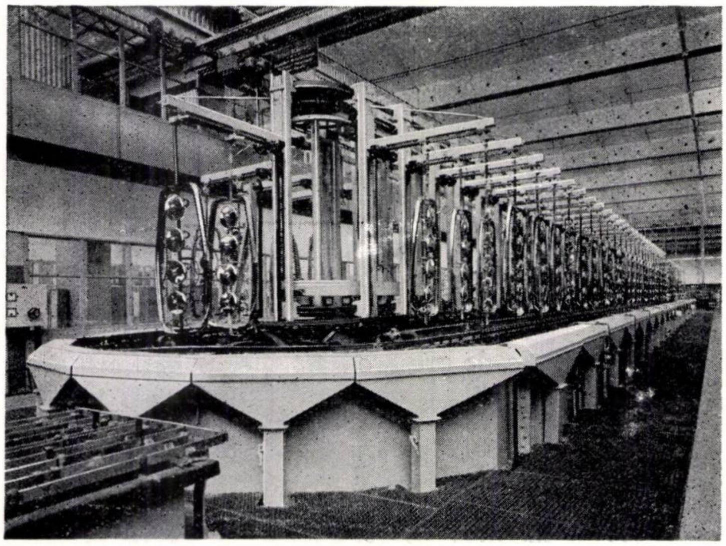
Pentru întinderea sîrmelor, barelor sau benzilor se ataşează la masa de desfăşurare o maşină verticală dublă de întins. Instalaţia constituie un exemplu tipic al multor alte instalaţii asemănătoare livrate de Loewy în ultimul timp.



THE **LOEWY** ENGINEERING COMPANY LIMITED · BOURNEMOUTH · ENGLAND
REG'D. TRADE MARK

HYDRAULISCHE PRESSEN WALZWERKE

LOEWY GmbH Preß- u. Walzanlagen, Düsseldorf/Bundesrepublik Deutschland, Immermannstr. 23



Galvanotehnică modernă

Cea mai mare instalaţie pentru dublă nichelare din Europa, complet automatizată

Blasberg livrează:

- instalaţii de mare capacitate şi unităţi de automatizare pentru toate procedeele de îmbunătăţire a suprafeţelor
- Instalaţii speciale pentru neutralizarea apelor reziduale
- Produse chimice de înaltă calitate şi preparate pentru orice operaţie de îmbunătăţire pe cale galvanică şi chimică a suprafeţelor metalelor

Produse speciale printre care :
- Instalaţii de automatizare complexă cu comandă program
- Băi de nichelare lucioasă de mare productivitate, cu densităţi de curent pînă la 16 A dm^2
- Băi de cromare dură
- Băi de cromare cu reglare automată
- Instalaţii de protecţie de crom pentru evitarea vaporilor nocivi
- Băi pentru acoperire cu metale nobile
- Băi pentru cuprare lucioasă, acide şi alcaline
- Băi pentru zincare lucioasă
- Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios" ZF–TR
- Băi pentru zincare lucioasă ,,Helios" ZF
- Băi pentru cositorire lucioasă
- Băi pentru cositorire lucioasă ,,STANNOSTAR"
- Eloxal lucios
- Paste lichide de şlefuit şi lustruit

Consultaţiile de specialitate sînt gratuite

BLASBERG

Friedr. Blasberg, Solingen
G. m. b. H. & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik
Telefon (02122) 78061 · 565 Solingen-Merscheid · FS 08514835

Tîrgul de specialitate
şi
Congresul

de la
13 la 19 octombrie 1965

INTERKAMA DÜSSELDORF

aduc, în domeniul tehnicii măsurării şi automatizării, oferte internaţionale pentru toate industriile şi pentru cercetare, în special cu realizări electrice pneumatice şi hidraulice.

Adresa : Nordwestdeutsche Ausstellungs- und Messegesellschaft mbH — NOWEA —, 4 Düsseldorf 10, Messegelände, Tel. : 44041,
Telex: 08584853

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVII, SEPTEMBRIE 1965, Nr. 9

CUPRINS

DRĂGHICI, GH., OBACIU, GH. și BOANGIU, GH.: **Prelucrarea de finisare a fontei cu pastile mineraloceramice.** 493

HILOHI, C.: **Calculul frînelor de automobil cu saboți interiori flotanți (II).** 499

UNTARU, M.: **Influența regimului termic al motorului asupra economicității automobilului.** 506

HAJDU, I., KOVATS, L., NICOLA, P. și DOBRE, I.: **O nouă formulă pentru determinarea alungirii la fluaj** 510

HERLESCU, T.: **Contribuție la analiza erorilor privind determinarea rezistenței la oboseală cu mașini de încovoiere rotativă.** 515

IVANCENCO, AL.: **Considerații asupra alegerii surselor de curent pentru procedeul de încărcare prin sudare cu electrod vibrator.** 520

MANOLIU, R.: **Alimentarea și evacuarea automată a pieselor la mașini-unelte.** 526

VOICU, V.: **Metodă pentru desprăfuirea aerului cu ajutorul filtrelor cortină.** 533

DOCUMENTARE 537

RECENZII 542

CRONICĂ 546

INFORMAȚII 548

REVISTA REVISTELOR 549

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei
Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 669.13 ; 621.941.1.025.7

Drăghici, Gh., Obaciu, Gh. și *Boangiu, Gh.* : **Prelucrarea de finisare a fontei cu pastile mineraloceramice.**

Se prezintă rezultatele experimentale obținute la strunjirea de finisare a fontei cu pastile mineraloceramice indigene.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 493 – 499

CZ 629.113 – 592.112.001.24

Hilohi, C. : **Calculul frînelor de automobil cu saboți interiori flotanți (II).**

Se evidențiază expresiile de calcul pentru o serie de construcții uzuale de frîne cu saboți flotanți.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 499 – 505

CZ 621.431.73.016 ;629.113.003

Untaru, M. : **Influența regimului termic al motorului asupra economicității automobilului.**

Se analizează modul în care regimul termic al motorului influențează economicitatea automobilului și se prezintă rezultatele experimentale obținute prin răcire diferențiată.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 506 – 510

CZ 620.172.224.2 ; 621.791

Hajdu, I., Kovats, L., Nicola, P. și *Dobre, I.* : **O nouă formulă pentru determinarea alungirii la fluaj.**

Se propune o metodă simplă pentru determinarea alungirii specifice la fluaj a unui oțel moale, corespunzătoare unei durate de 500 de ore pe baza încercărilor de 50 de ore.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 510 – 515

CZ 620.178.3.05 ; 621.791

Herlescu, T. : **Contribuție la analiza erorilor privind determinarea rezistenței la oboseală cu mașini de încovoiere rotativă.**

Se analizează modul de funcționare a mașinilor de încercare la oboseală prin încovoiere rotativă.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 515 – 520

CZ 621.779.92 ; 621.3.014

Ivancenco, Al. : **Considerații asupra alegerii surselor de curent pentru procedeul de încărcare prin sudare cu electrod vibrator.**

Se evidențiază principalii parametrii ai surselor de curent pentru procedeul de încărcare cu arc vibrator.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 520 – 526

CZ 621.9 – 229.61 – 229.85 ; 621 – 52

Manoliu, R. : **Alimentarea și evacuarea automată a pieselor la mașini-unelte.**

Se prezintă principalele metode și dispozitive de alimentare și evacuare automată a pieselor la mașini-unelte.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 526 – 533

CZ 628.511 ; 66.067

Voicu, V. : **Metodă pentru desprăfuirea aerului cu ajutorul filtrelor cortină.**

Se analizează constructiv și funcțional modelele uzuale de filtre cortină folosite pentru desprăfuirea aerului.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 9, p. 533 – 536.

DIN NUMĂRUL VIITOR

Ivăneanu, C. : **Folosirea rațională a sistemelor automate de comandă a avansului la motoarele cu aprindere prin scînteie.**

Deutsch, I., Goia, I., Neamțu, T., Grădinaru, Al. și *Morariu, N.* : **Cercetări asupra ipotezelor de rezistență.**

Hrelescu, M., Vaș, A., Lipovan, L. și *Bär, F.* : **Contribuții la studiul distrugerii prin cavitație a unor oțeluri obținute prin aliere în arcul electric.**

Micloși, V. și *Centea, O.* : **Fenomene tranzitorii la retopirea electrică în baie de zgură.**

Șosea, I. și *Onică, M.* : **Ignifugarea materialelor inflamabile în cadrul construcției navelor.**

Bălan, P. : **Introducerea comenzii după program la mașinile, unelte.**

Revista CONSTRUCȚIA DE MAȘINI, organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini și al Consiliului Național al Inginerilor și Tehnicienilor din Republica Socialistă România – Redacția și administrația, București, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administrația revistei. Instituțiile pot achita abonamentele pentru biblioteci și cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 Banca Națională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare și publicații tehnice — București. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul: I. P. „Informația", str. Brezoianu, nr. 23—25. București, c. 2800

Taxele poștale plătite în numerar conform aprobării D. G. P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 669.13: 621.941.1.025.7

Драгич, Г., Обачу, Г. и *Боянжиу, Г.*: **Чистовая обточка чугуна минерально-керамическими пластинками.**

Показаны экспериментальные результаты, полученные при чистовой обточке чугуна минерально-керамическими пластинками отечественного производства.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 493 – 499

ДК 629.113 – 592.112.001.24

Хилохи, К.: **Расчет автомобильных тормозов с плавающими внутренними колодками.**

Приводится ряд расчетных уравнений для обычных конструкций тормозов с плавающими колодками.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 499 – 505

ДК 621.431.73.016: 629.113.003

Унтару, М.: **Влияние теплового режима двигателя на экономичность**

Анализируется влияние теплового режима двигателя на экономичность автомобиля и приводятся экспериментальные результаты полученные с помощью дифференцированного охлаждения.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 506 – 510

ДК 620.172.224.2: 621.791

Хажду, И., Ковач, Л., Никола, П. и *Добре, И.*: **Новая формула для определения удлинения при ползучести.**

Предлагается несложный метод определения удельного удлинения при ползучести мягкой стали, соответствующего 500-часовой продолжительности раотю на основании 50-часовых испытаний.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 510 – 515

ДК 620.178.3.05: 621.791

Херлеску, Т.: **К вопросу анализа погрешностей при определении сопротивления на усталость на машинах для вращательного изгиба.**

Анализируется действие машин для испытания на усталость путем вращательного изгиба.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 515 – 520

ДК 621.791.92: 621.3.014

Иванченко, А.: **К вопросу выбора источников тока для применения наплавки вибрирующим электродом.**

Указываются основные параметры источников тока для способа наплавки вибрирующим электродом.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 520 – 526

ДК 621.9 – 229.61 – 229.85: 621 – 52

Манолиу, Р.: **Автоматическое питание и съем деталей на станках.**

Описываются основные методы и приспособления для автоматического питания и сьема деталей на станках.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 526 – 533

ДК 628.511: 66.067

Войку, В.: **Метод обеспыливания воздуха с помощью завесных фильтров.**

Анализируются конструкция и дей ствиобычно применяемых типов завесных фильтровдля обеспыливания воздуха.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 9, стр. 533 – 536

CD 669.13 ;621.941.1.025.7

Drăghici, Gh., Obaciu, Gh. et *Boangiu, Gh.* : **Le finissage de la fonte à l'aide de pastilles minéralo-céramiques.**

On présente les résultats expérimentaux obtenus à la suite du finissage de la fonte à l'aide de pastilles minéralo-céramiques indigènes.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 493 – 499

CD 629.113 – 592.112.001.24

Hilohi, C. : **Le calcul des freins d'automobile à sabots intérieurs flottants.**

L'auteur expose les méthodes de calcul pour une série de constructions usuelles de freins à sabots flottants.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 499 – 505

CD 621.431.73.016 ; 629.113.003

Untaru, M. : **L'influence du régime thermique du moteur sur l'efficacité économique de l'automobile.**

On analyse la manière dont le régime thermique du moteur influe sur l'efficacité économique de l'automobile et on donne les résultats obtenus par le refroidissement différencié.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 506 – 510

CD 620.172.224.2 ; 621.79

Hajdu, I., Kovals, L., Nicola, P. et *Dobre, I.* : **Une nouvelle formule pour déterminer l'allongement au fluage.**

Les auteurs proposent une méthode simple qui sert à déterminer l'allongement spécifique au fluage d'un acier doux pour une durée de 500 heures, sur la base des essais de 50 heures.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 510 – 515

CD 620.178.3.05 ; 621.791

Herlescu, T. : **Contribution à l'analyse des erreurs faites durant la détermination de la résistance à la fatigue effectuée avec des machines de flexion rotative.**

On étudie le fonctionnement des machines pour essais de fatigue par flexion rotative.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 515 – 520

CD 621.791.92 ; 621.3.014

Ivancenco, Al. : **Considérations sur le choix des sources de courant pour le procédé de chargement par soudage à vibro-électrode.**

On précise les principaux paramètres des sources de courant pour le procédé de chargement à vibro-arc.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 520 – 526

CD 621.9 – 229.61 – 229.85 ; 621 – 52

Manoliu, R. : **L'alimentation des machines-outils et l'évacuation automatique des pièces.**

On présente les méthodes et les dispositifs principaux pour l'alimentation des machines-outils et pour l'évacuation automatique des pièces.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 526 – 533

CD 628.511 ; 66.067

Voicu, V. : **Une méthode pour le dépoussiérage de l'air à l'aide des filtres-rideau.**

On examine la construction et le fonctionnement des modèles usuels de filtres-rideau employés au dépoussiérage de l'air.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 9, p. 533 – 536

DC 669.13 ; 621.941.1.025.7

Drăghici, Gh., Obaciu, Gh. and *Boangiu, Gh.* : **The finish turning of cast iron with mineral-ceramic pastils.**

The experimental results obtained from the finish turning of cast iron with indigenous mineral-ceramic pastils are presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965) nr. 9, p. 493 – 499

DC 629.113 – 592.112.001,24

Hilohi, C. : **The calculus of car brakes with internal floating shoes.**

The calculus expressions are given for a series of usual constructions of brakes with floating shoes.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 9, p. 499 – 505

DC 621.431.73.015 ; 629.113.003

Untaru, M. : **The influence of the thermic regime of engines on the economic efficiency of cars.**

The way in which the thermic regime of engines influences the economic efficiency of cars is analysed and the experimental results obtained by differential cooling, pointed out.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 9, p. 506 – 510

DC 620.172.224.2 ; 621.791

Hajdu, L., Kovats, L., Nicola, P. and *Dobre, I.* : **A new formula for determining the creeping elongation.**

A simple method is suggested for determining the specific creeping elongation of a soft steel, corresponding to a duration of 500 hours on the basis of 50-hour tests.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 9, p. 510 – 515

DC 620.178.3.05 ; 621.791

Herlescu, T. : **Contribution to the analysis of errors concerning the determination of the fatigue strength with rotative flexion machines.**

The way of working of rotative flexion machines for fatigue strength tests is analysed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 9, p. 515 – 520

DC 621.791.92 ; 621.3.014

Ivancenco, Al. : **Some considerations regarding the choice of current sources for the build-up-welding with vibrating electrode.**

The main parameters of the current sources for the build-up welding with vibrating arc are presented.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 9, p. 520 – 526

DC 621.9 – 229.61 – 229.85 ; 621 – 52

Manoliu, R. : **The automatic feeding and evacuation of pieces in machine-tools.**

The principals methods and devices used for the automatic feeding and evacuation of pieces in machine-tools are discussed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 9, p. 526 – 533

DC 628.511 ; 66.067

Voicu, V. : **An air dusting method by means of curtain filters.**

Some usual models of curtain filters for removing the dust from the air are analysed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 9, p. 533 – 536

DK 669.13 ; 621.941.1.025.7

Drăghici, Gh., Obaciu, Gh. und *Boangiu, Gh.* : **Nachbearbeitung der Gusstücke mit Scheiben mineralischer und keramischer Bindung.**

Es werden die Versuchsergebnisse dargelegt, die beim Feinschleifen mit einheimischen Scheiben mineralischer und keramischer Bindung erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 9, S. 493 – 499

DK 629.113 – 592.112.001.24

Hilohi, C. : **Berechnung der Kraftwagenbremsen mit freien Innenbacken.**

Es werden die Berechnungsarten für eine Reihe gebräuchlichen Bremstypen mit freien Innenbacken dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 9, S. 499 – 505

DK 621.431.73.016 ; 629.113.003

Untaru, M. : **Der Einfluss des Wärmebetriebs des Motors auf die Wirtschaftlichkeit des Kraftwagens.**

Der Verfasser prüft inwiefern die Wärmebilanz des Motors die Wirtschaftlichkeit des Kraftwagens beeinflusst. Ferner führt er die durch eine differenzierte Kühlung erzielten Versuchsergebnisse an.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 9, S. 506 – 510

DK 620.172.224.2 ; 621.791

Hajdu, I., Kovats, L., Nicola, P. und *Dobre, I.* : **Eine neue Formel zur Bestimmung der Kriechdehnung.**

Es wird ein einfaches Verfahren zur Bestimmung der spezifischen Kriechdehnung eines weichen Stahls vorgeschlagen, wobei 50 Versuchsstunden einer 500-stündigen Kriechdauer entsprechen.

Construcţia de Maşini 17 (1965) H. 9, S. 510 – 515

DK 620.178.3.05 ; 621.79

Herlescu, T. : **Beiträge zur Analyse der Fehlergebnisse bei der Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit mit Hilfe einer Dauerschwingmaschine.**

Es wird die Arbeitsweise der Dauerschwingmaschinen für die Bestimmung der Ermüdungsfestigkeit analysiert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 9, S. 515 – 520

DK 621.791.92 ; 621.3.014

Ivancenco, Al. : **Erwägungen über die Auswahl der Stromquellen für Auftragschweissen mit Vibrationselektrode.**

Der Verfasser führt die hauptsächlichen Parameter der Stromquellen für Auftragschweissen mit Vibrationselektrode an.

Construcţia de Maşini 17 (1965) H. 9, S. 520 – 526

DK 621.9 – 229.61 – 229.85 ; 621 – 52

Manoliu, R. : **Automatische Zu-und Abführung der Werkstücke an Werkzeugmaschinen.**

Es werden die wichtigsten Verfahren und Vorrichtungen zur automatischen Zu-und Abführung der Werkstücke an den Werkzeugmaschinen dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 9, S. 526 – 533

DK 628.511 ;66.067

Voicu, V. : **Verfahren zur Staubreinigung der Luft mit Hilfe von Vorhangfiltern.**

Im vorliegenden Aufsatz werden vom baulichen und betrieblichen Standpunkt die gebräuchlichen Vorhangfiltermodelle für die Luftentstaubung analysiert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 9, S. 533 – 536.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVII, SEPTEMBRIE 1965, Nr. 9

CZ 669.13 ; 621.941.1.025.7

Prelucrarea de finisare a fontei cu pastile mineraloceramice

GHERMAN DRĂGHICI, GHEORGHE OBACIU şi GHEORGHE BOANGIU

In cele ce urmează se prezintă rezultatele experimentale obţinute la strunjirea de finisare a fontei cu ajutorul pastilelor mineraloceramice indigene, cu scopul introducerii pe scară industrială a aşchierii cu aceste pastile.

Dintre avantajele economice pe care le prezintă aşchierea metalelor foarte dure şi a fontei cu scule armate cu pastile mineraloceramice, faţă de aşchierea cu scule armate cu pastile din aliaj dur, se pot menţiona următoarele :

— pastilele mineraloceramice permit prelucrarea cu viteze de aşchiere de cel puţin două ori mai mari decît pastilele din aliaj dur ;

— pentru aceeaşi valoare a uzurii radiale, durabilitatea muchiei aşchietoare a pastilei, la strunjirea fontei cu aceeaşi viteză de aşchiere, este de 2 pînă la 80 de ori mai mare decît la pastila din aliaj dur VK8 [1] ;

— se asigură obţinerea unei precizii de prelucrare cuprinse în clasa a 2-a şi chiar în clasa 1 de precizie, şi a unei calităţi a suprafeţei prelucrate cuprinse în clasele 7—9 (întrucît uzura radială a pastilei după un timp de prelucrare de circa 8 min este de la 1 pînă la maximum 5 μm, iar deformaţia termică, de 2 — 7 μm) ;

— date fiind precizia de prelucrare şi calitatea suprafeţei rezultate, prelucrarea cu pastile mineraloceramice poate înlocui prelucrarea prin rectificare, trecîndu-se direct, atunci cînd este necesar, la prelucrarea prin honuire sau chiar superfinisare ;

— preţul de cost al pastilelor mineraloceramice este de cîteva ori mai mic decît acela al pastilelor din aliaj dur ;

— prelucrarea cu pastile mineraloceramice permite un preţ de cost scăzut şi o productivitate mult mai mare decît prelucrarea cu pastile de aliaj dur.

Prelucrarea cu scule armate cu pastile mineraloceramice prezintă însă şi unele dezavantaje, determinate de fragilitatea mare a pastilelor, care implică anumite condiţii speciale ce trebuie să fie respectate în timpul desfăşurării procesului tehnologic (se referă îndeosebi la modul de introducere şi scoatere a pastilei din aşchie, cum şi la modul respectiv de fixare pe sculă).

In continuare se determină regimul optim de aşchiere care să asigure, la strunjirea de finisare a fontei, o uzură pe faţa de aşezare, o deformaţie termică a pastilei şi o rugozitate a suprafeţei prelucrate, minime.

Metodica de cercetare pentru determinarea regimului optim de aşchiere a prezentat o serie de aspecte particulare.

Pentru determinarea vitezei optime de aşchiere care să asigure obţinerea uzurii radiale minime s-au realizat operaţii de strunjire cu viteze diferite în funcţie de timpul de lucru, cu un avans de 0,08 mm/rot şi o adîncime de aşchiere de 0,15 mm.

Cu valorile obţinute (uzura radială minimă după un interval de timp de 60 min, la strunjirea cu diferite viteze de aşchiere) se trasează curba de variaţie a uzurii radiale în funcţie de viteza de aşchiere. Viteza optimă de aşchiere este aceea pentru care, la strunjirea cu acelaşi avans şi adîncime de aşchiere, se obţine cea mai mică uzură radială.

Pentru determinarea avansului optim de aşchiere s-au utilizat diferite avansuri cu viteza optimă de aşchiere timp de cîte 10 min, realizîndu-se aceeaşi adîncime de aşchiere.

Pentru determinarea adîncimii optime de aşchiere s-au făcut strunjiri cu diferite adîncimi de aşchiere, cu viteza şi avansul optime, timp de cîte 10 min.

Regimul optim de aşchiere a fost determinat pentru strunjirea cu pastile ENC-5 şi cu pastile de formă pătrată. Geometria părţii aşchietoare a celor două tipuri de pastile a rămas cea iniţială : $\varkappa = 90°$, $\varkappa_1 = 20°$, $\alpha = 15°$, $\gamma = 0°$, $r = 0,5$ mm şi $\lambda = 0°$ pentru ENC-5 ; $\alpha = 0°$, $\gamma = 0°$, $r = 0,5$ mm pentru pastila pătrată.

Uzura radială şi deformaţia termică a pastilei au fost măsurate (fig. 2) cu ajutorul unui aparat special (fig. 1), construit în laboratorul de TCM al Institutului politehnic—Braşov. Materialul folosit pentru experimentare a fost o bară din fontă cenușie cu duritatea 179 HB, cu diametrul inițial de 110 mm și lungimea de 400 mm cum și cămăși de cilindri din fontă silicioasă cu duritatea 197 HB, avînd diametrul inițial de 120 mm și lungimea de 263 mm.

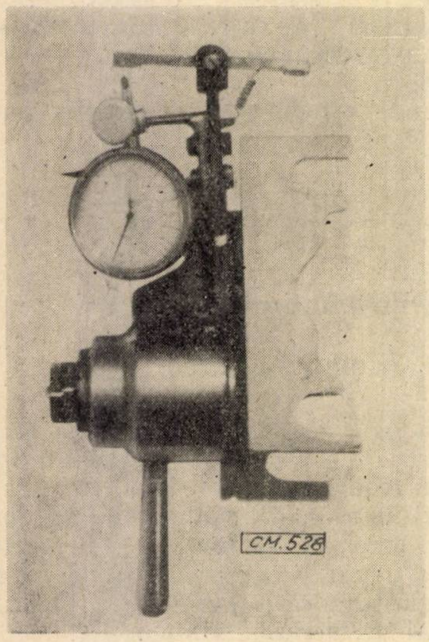


Fig. 1

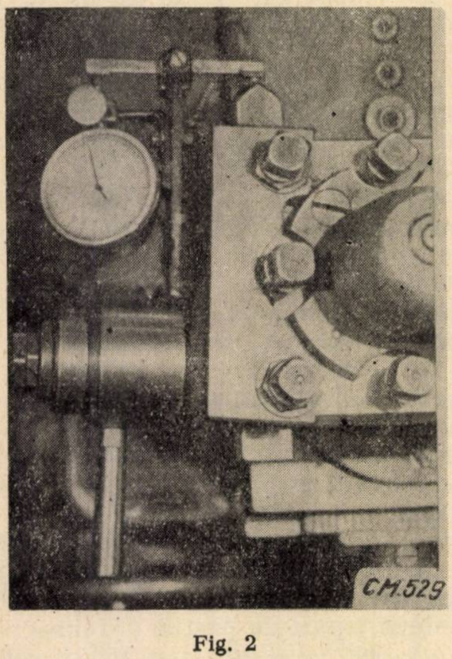


Fig. 2

Experiențele au fost efectuate pe un strung S 3 prevăzut cu un motor de curent continuu de 10 kW, pentru a se putea realiza o viteză de așchiere constantă la toate trecerile. Viteza de așchiere a fost măsurată cu un tahometru, iar calitatea suprafeței prelucrate a fost determinată direct pe mașină (fig. 3) cu ajutorul unui microscop dublu (Linic).

Pentru evitarea apariției vibrațiilor cuțitului în timpul așchierii, corpul cuțitului, pe porțiunea în consolă, a fost prevăzut cu o prelungire în jos și cu un șurub de reazem (fig. 4).

Pastila a fost fixată mecanic pe corpul cuțitului.

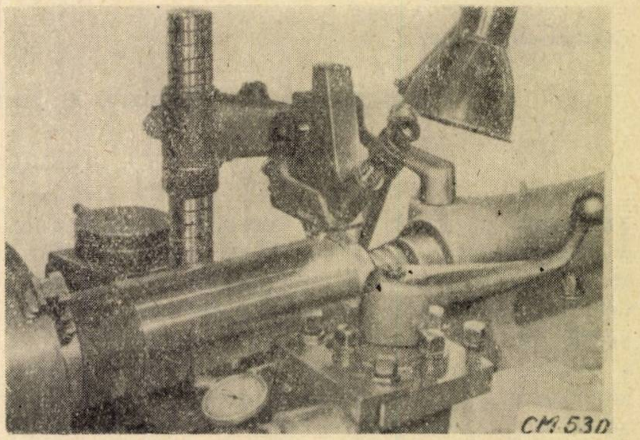


Fig. 3

Rezultatele experimentale sînt reprezentate grafic în diagramele din figurile 6 — 21.

In figurile 6a și 6b apar variațiile uzurii radiale a pastilelor ENC-5 în funcție de timpul de lucru, la strunjirea cu diferite viteze de așchiere : *1* — $v = 160$ m/min, *2* — 260 m/min, *3* — 360 m/min.

In toate cazurile strunjirea s-a efectuat cu un avans de $s = 0{,}08$ mm/rot și o adîncime de așchiere $t = 0{,}15$ mm.

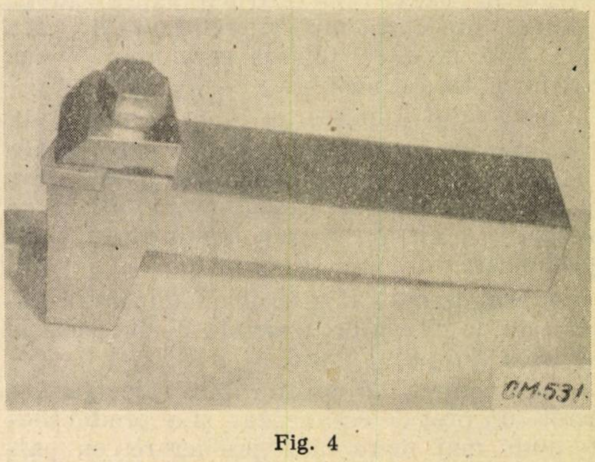


Fig. 4

In diagrama din figura 6a se observă că, după prima trecere care a durat în medie 4 min, uzura radială a fost de 1 μm în toate cazurile, pe cîtă vreme în diagrama din figura 6b se vede că, după prima trecere, uzura radială a fost de

7,9, respectiv 11 µm. Aceasta se explică prin faptul că, în cazurile reprezentate în figura 6a, pe muchia așchietoare a pastilelor, care în urma lepuirii era foarte ascuțită, s-a executat

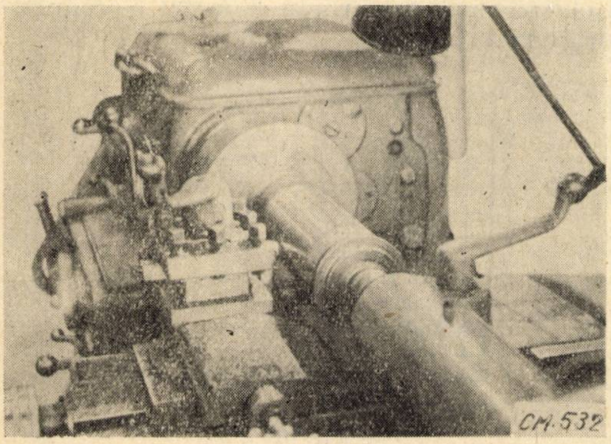


Fig. 5

o fațetă de 0,3 mm cu un unghi $\alpha = 0°$. Deci, atunci cînd nu se execută o fațetă inițială pe fața de așezare, după prima trecere uzura radială fiind prea mare, trebuie să se facă o nouă reglare la dimensiune a mașinii. Se constată în următoarele treceri că uzura radială este aproximativ la fel ca în cazurile reprezentate în figura 6a.

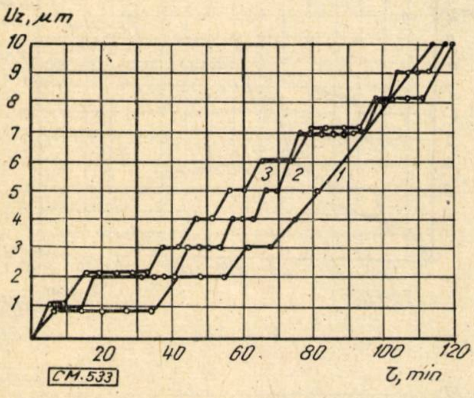


Fig. 6 a

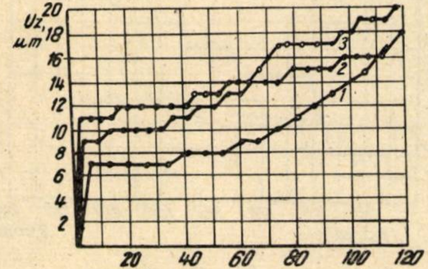


Fig. 6 b

In ceea ce privește variația uzurii radiale, se observă din diagramele reprezentate în figurile 6a și 6b că aceasta apare nu sub forma unei curbe continue ca în cazul pastilelor din aliaj dur, ci ca o linie frîntă neregulată. Se dovedește deci că legea de variație a uzurii radiale a muchiilor așchietoare ale pastilelor mineraloceramice este diferită de cea a pastilelor din aliaj dur.

Se mai constată că mărimea uzurii radiale, după un timp de lucru cuprins între 110 și 120 min este foarte mică, de numai 10 µm.

In timpul procesului de așchiere, pe lîngă uzura radială Uz care influențează precizia de prelucrare, mai apare și deformația termică a pastilei Δl, a cărei valoare este cuprinsă între 2 și 6 µm (fig. 7, 8, 9).

Intrucît aceste mărimi sînt de sens contrar, rezultă că datorită influenței lor apare o eroare de prelucrare cuprinsă între -2 și $+4$ µm, dacă prelucrarea se face pe un strung reglat la dimensiune.

Dacă cîmpul de toleranță pentru dimensiunea care trebuie realizată este mai mic decît cel rezultat mai sus (6 µm), reiese că, fără a se face o reglare ulterioară timp de circa 120 min (timp de mașină), se pot obține piese cu dimensiunile cuprinse în acest cîmp de toleranțe (în acest caz s-a făcut abstracție de erorile de prelucrare care mai apar sub influența altor factori). Aceasta nu este posibil la strunjirea cu cuțite armate cu pastile de aliaj dur.

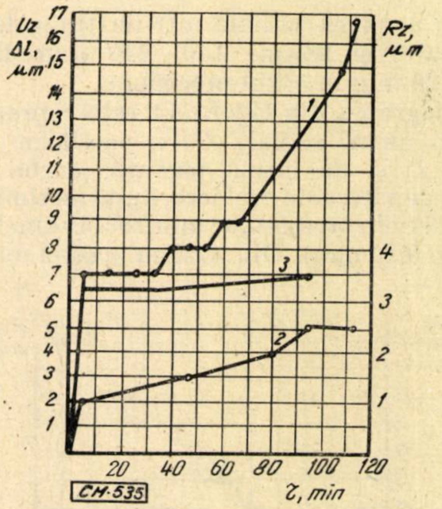


Fig. 7

Pe aceleași diagrame este reprezentată și variația rugozității suprafeței prelucrate Rz, cuprinsă între 6 și 7 µm la strunjirea cu $v = 160$ m/min, 6,3 — 7,5 µm la strunjirea cu $v = 260$ m/min și 2,8 — 3,8 µm la $v = 360$ m/min, ceea ce corespunde claselor 6, respectiv 7 — 8.

In diagramele din figurile 7, 8 și 9 construite pentru $v = 160$ m/min, 260 m/min, respectiv 360 m/min, variația uzurii radiale Uz este reprezentată prin curbele *1*, variația deformației termice Δl prin curbele *2*, iar cea a rugozității Rz prin curbele *3*; pentru toate încercările $s = 0{,}08$ mm/rot, iar $t = 0{,}15$ mm.

S-au repetat aceleaşi experienţe cu pastile de formă pătrată. Rezultatele experimentale sînt reprezentate în diagramele din figurile 10, 11, 12 şi 13, din care se constată că se obţine aceeaşi

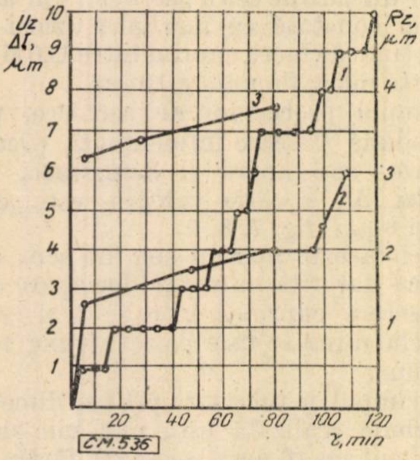


Fig. 8

valoare a uzurii radiale într-un timp de lucru mai mare, şi anume 150—240 min faţă de 110—120 min în cazul precedent.

In diagrama din figura 14 este reprezentată variaţia uzurii radiale *Uz* a pastilelor ENC-5 (curba *1*) şi de formă pătrată (curba *2*), în funcţie de viteza de aşchiere, după un timp de lucru $\tau = 60$min (avans 0,08 mm/rot şi adîncimea de aşchiere 0,15 mm). Din analiza acestei diagrame

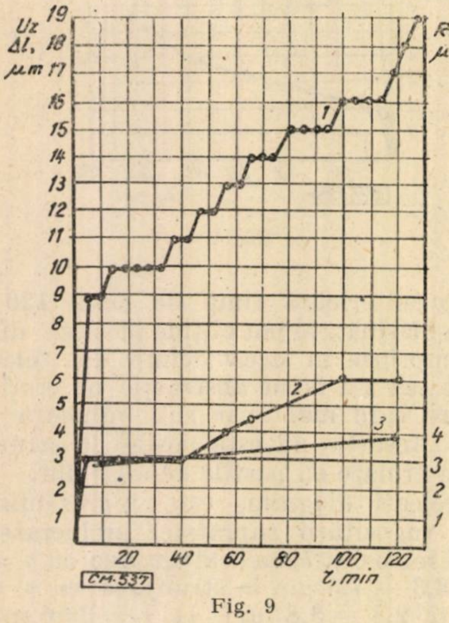


Fig. 9

rezultă că uzura radială variază liniar şi între limite relativ reduse, în funcţie de viteza de aşchiere : de la 3 la 5 μm la strunjirea cu viteze de aşchiere cuprinse între 160 şi 360 m/min, cu cuţite armate cu pastile ENC-5, şi de la 3,5 la 6 μm la strunjirea cu pastile de formă pătrată, cu viteze cuprinse între 120 şi 360 m/min.

După cum se vede, variaţia uzurilor radiale e relativ mică în ambele cazuri pentru viteze de aşchiere cuprinse între 120 şi 360 m/min (2, respectiv 2,5 μm). Rezultă că este mai economic să se efectueze strunjirea cu viteze de aşchiere mari, asigurîndu-se astfel o productivitate mai ridicată.

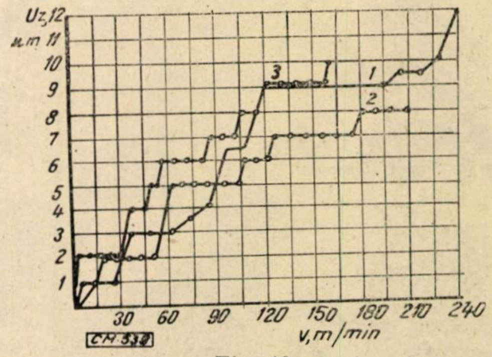


Fig. 10

De asemenea, după cum reiese din analiza aceleiaşi diagrame, diferenţa dintre valorile uzurilor radiale ale pastilelor ENC-5 şi ale celor de formă pătrată este foarte mică (1 μm).

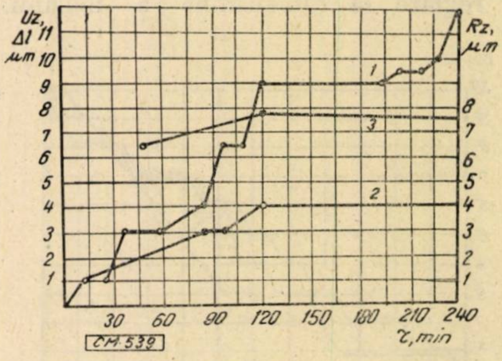


Fig. 11

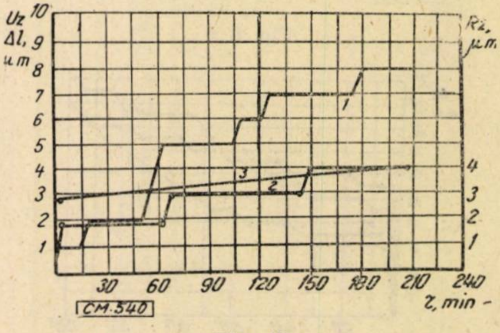


Fig. 12

Reiese deci că este raţional să se efectueze strunjirea cu acel tip de pastilă care asigură obţinerea celei mai bune calităţi a suprafeţei prelucrate şi care are durabilitatea cea mai mare.

In cazul considerat, pastila de formă pătrată este aceea cu care se atinge durabilitatea de 202 min, la o valoare a uzurii de numai 8 μm, strunjirea făcîndu-se cu o viteză de aşchiere de 260 m/min, cu $s = 0{,}08$ mm/rot şi $t = 0{,}15$ mm.

Alegerea regimului optim de aşchiere este condiţionată şi de influenţa pe care o au avansul şi adîncimea de aşchiere asupra uzurii radiale a pastilei, cum şi asupra calităţii suprafeţei prelucrate. Aceste influenţe sînt ilustrate în diagramele reprezentate în figurile 15 – 20.

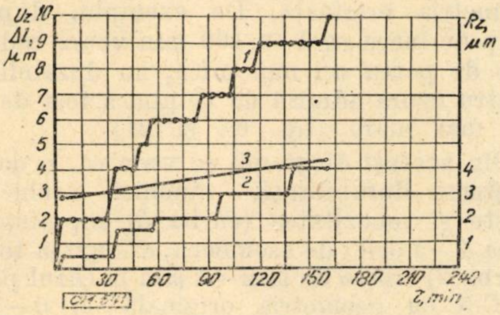


Fig. 13

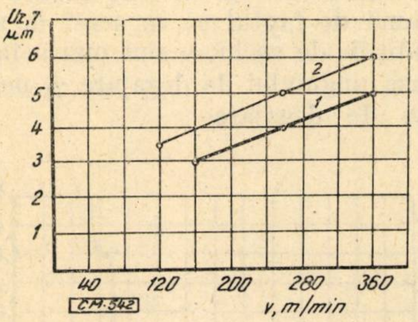


Fig. 14

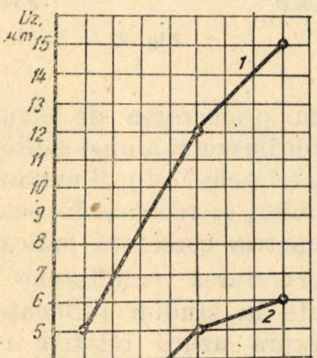


Fig. 15

Din studiul diagramelor reprezentate în figurile 15,16 şi 17 reiese că , la strunjirea cu pastile de formă pătrată cu o viteză de aşchiere de 260 m/min (viteza optimă de aşchiere), $t = 0{,}15$ mm şi avansul $s = 0{,}08$ mm/rot, se obţine uzura radială minimă $Uz = 1$ µm (curba 2, fig. 15 faţă de 5 µm la strunjirea cu pastile ENC-5 (curba *1* fig. 15). Alungirea termică Δl (curba *2*) este aproximativ egală în ambele cazuri (1 µm, respectiv 0,5 µm, pastilă ENC-5, fig. 16 şi pastilă pătrată fig. 17), iar rugozitatea suprafeţei (curba *3*) este aceeaşi (2,9 µm) atît pentru pastila ENC-5, cît şi pentru pastila pătrată. In ambele cazuri, timpul de lucru τ a fost

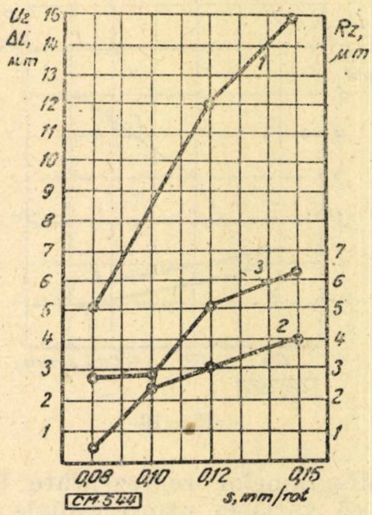


Fig. 16

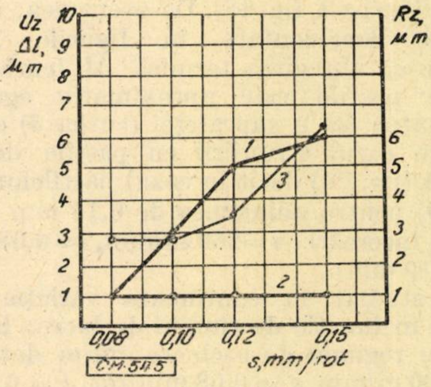


Fig. 17

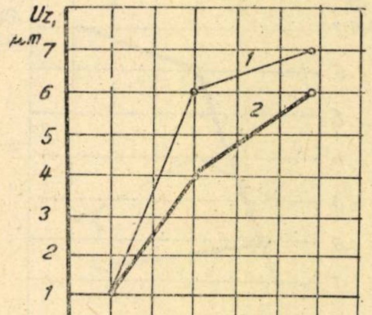


Fig. 18

de 10 min, viteza de 260 m/min, iar adîncimea de aşchiere 0,15 mm.

In ceea ce priveşte influenţa adîncimii de aşchiere asupra uzurii radiale rezultă din studiul diagramelor reprezentate în figurile 18 — 20 că variaţia uzurii radiale este mai mică la strunjirea cu pastile de formă pătrată (curba *2*, fig. 18) decît la strunjirea cu pastile ENC-5 (curba *1*, fig. 18). De asemenea, din diagramele reprezentate în figurile 19 — 20 se vede că alungirea termică Δl (curba *2*) la ambele pastile este aproximativ egală, iar rugozitatea *Rz* a suprafeţei (curba *3*) este mai mică în cazul strunjirii cu pastile de formă pătrată (fig. 20) decît în cazul pastilelor ENC-5 (fig. 19) pentru adîncimea de 0,15 mm (pentru ambele încercări : $v=260$ m/min, $s=0{,}08$mm/rot şi $\tau = 10$ min).

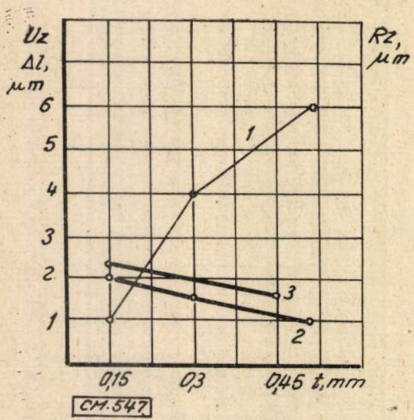


Fig. 19

S-a studiat în continuare variaţia uzurii radiale în funcţie de timpul de lucru, la strunjirea cu regimul de aşchiere optim determinat ($v = 260$ m/min, $s = 0{,}08$ mm/rot, $t = 0{,}15$ mm) cu o pastilă ENC-5 cu geometria părţii aşchietoare corectată, şi anume : $\varkappa = 90°$ (a rămas acelaşi), $\varkappa_1 = 11°30'$, $\alpha = 7°$, $\gamma = -25°$, $\gamma_1 = -45°$ (pe o faţetă de aproximativ 0,1 mm), $\lambda = 0°$ şi $r = 0{,}5$ mm.

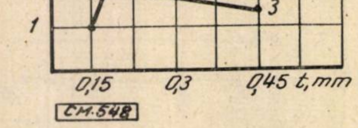


Fig. 20

Rezultatele obţinute sînt reprezentate în diagrama din figura 21.

Din analiza acestei diagrame rezultă că uzura radială (curba *1*) în acest caz este mai mică decît uzura radială a pastilei ENC-5 cu geometria originală. De exemplu, după un timp de lucru egal cu 100 min uzura radială a fost de patru ori mai mică, iar durabilitatea, pentru uzura admisă de 10 μm, a fost de două ori mai mare (fig. 6a şi 21).

Din aceeaşi diagramă se vede că, o dată cu creşterea durabilităţii muchiei aşchietoare, creşte şi rugozitatea (curba *3*) suprafeţei (de circa 4—5 ori) ; de asemenea, alungirea termică (curba *2*) creşte de la 2—3 μm în cazul pastilei ENC-5 cu geometria originală la 5—7 μm pentru noua geometrie.

Acest lucru este de la sine înţeles dacă se ţine seamă de faptul că în acest de-al doilea caz condiţiile de aşchiere sînt mai nefavorabile din cauza unghiului de degajare γ_1 negativ de pe faţa de degajare.

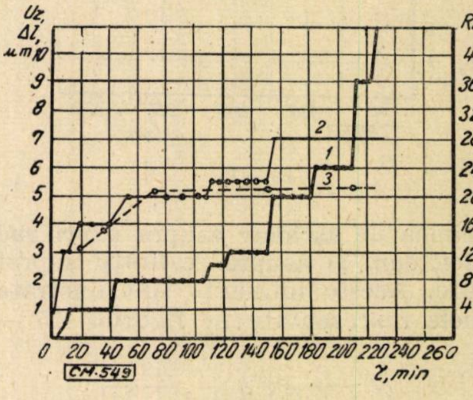


Fig. 21

Cînd prin prelucrarea de strunjire nu se urmăreşte obţinerea şi a unei calităţi superioare a suprafeţei (clasele 7—9), ci numai o stabilitate a dimensiunilor, se recomandă pentru pastilele ENC-5 geometria corectată indicată mai sus.

Din interpretarea rezultatelor experimentale obţinute la studiul influenţei vitezei de aşchiere asupra uzurii relative (fig. 14) s-a determinat relaţia :

$$V = 100\ (Uz - a),\ \text{m/min}, \qquad (1)$$

în care :

Uz este uzura radială admisă, μm ;

a — constantă care ţine seamă de tipul pastilei şi materialul de prelucrat; pentru pastile ENC-5 $a = 1{,}3$, iar pentru pastile pătrate $a = 2{,}3$ (la prelucrarea fontei).

Relaţia (1) a fost determinată pentru o durabilitate $T = 60$ min. În cazul cînd se adoptă o durabilitate diferită de $T = 60$ min, viteza se corectează cu un coeficient de corecţie :

$$K_v = \left(\frac{T_{60}}{T_a}\right)^m,$$

unde :

T_a reprezintă durabilitatea adoptată ;

m — exponentul durabilităţii, care, în cazul de faţă, s-a determinat ca fiind egal cu 0,79.

Valoarea avansului în funcţie de uzura radială admisă se calculează după relaţia stabilită, pe baza rezultatelor experimentale obţinute reprezentate în figura 15 :

$$s = \left(\frac{Uz}{C}\right)^{\frac{1}{n}},$$

în care :

C este o constantă care ţine seamă de tipul pastilei şi materialul de prelucrat; pentru ENC-5 $C = 415{,}9$, iar pentru pastila de formă pătrată $C = 1\,395$;

n — exponent egal cu 1,75 pentru pastila ENC-5 şi 2,85 pentru pastila de formă pătrată.

În toate cazurile de mai sus, adîncimea de aşchiere t s-a păstrat constantă şi egală cu 0,15 mm.

În concluzie rezultă că regimul optim de aşchiere (cînd uzura radială $Uz = 10$ µm) care se recomandă pentru prelucrarea de finisare a fontei este : $v = 260$ m/min, $s = 0{,}08$ mm/rot şi $t = 0{,}15$ mm la strunjirea cu pastile mineraloceramice de formă pătrată. Acest regim asigură obţinerea unei precizii de prelucrare şi a unei calităţi a suprafeţei superioară prelucrării cu pastile de tip ENC-5 (cu geometria originală).

---

[1] In : Metalurgia şi construcţia de maşini, nr. 7, 1961.

[2] In : Lucrări ştiinţifice, nr. 6, 1964, Institutul politehnic—Braşov.

Lefordítva

J 7928/66

CZ 629.113-592.112.001.24

Calculul frînelor de automobil cu saboţi interiori flotanţi (II)

CĂLIN HILOHI

Formulele de calcul determinate în prima parte a acestui articol * sînt valabile pentru toate tipurile de frîne cu saboţi, interiori şi exteriori, cu capete articulate sau flotanţi.

Deosebirea principală dintre saboţii articulaţi şi flotanţi constă în aceea că la saboţii articulaţi se cunoaşte un punct al liniei de acţiune a reacţiunii din reazem (centrul articulaţiei), direcţia acesteia stabilindu-se arbitrar funcţie de poziţia reciprocă a forţelor P şi R (poziţia punctului D este deci variabilă), pe cînd la saboţii flotanţi linia de acţiune a forţei de reacţiune din reazem este complet determinată — fiind tocmai normală la suprafaţa de reazem — şi prin urmare punctul D este o dată constructivă fixă.

Ca urmare a avantajelor pe care le prezintă, frînele cu saboţi flotanţi şi-au găsit în construcţia de automobile un domeniu vast de utilizare. În prezent se pot întîlni frîne cu saboţi flotanţi, de tipuri şi dimensiuni foarte variate, pe toate categoriile de automobile.

În continuare se vor aplica formulele de calcul determinate pentru cîteva construcţii uzuale de frîne cu saboţi flotanţi.

În figura 7 apare reprezentată schematic o frînă cu doi saboţi principali, acţionaţi la un singur capăt.

Constructiv, cei doi saboţi ai frînei sînt identici şi, ca urmare a faptului că în marea majoritate a cazurilor forţele de acţionare P sînt egale, rezultă că şi eficacitatea ambilor saboţi va fi aceeaşi.

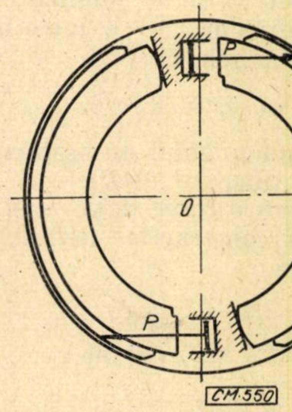


Fig. 7

De aceea, se analizează şi se determină eficacitatea unui singur sabot, eficacitatea frînei fiind dublul acestei valori.

Schema constructivă şi a forţelor care acţionează asupra unui sabot principal acţionat la un singur capăt este reprezentată în figura 8.

---

* Construcţia de Maşini, nr. 8, 1965.

Scriind pentru sabot relaţiile de echilibru (3), se găseşte :

$$i = \frac{R}{P} = \frac{\sin\beta}{\sin(\beta - \nu)} = \frac{1}{\cos\nu - \sin\nu\,\mathrm{ctg}\,\beta}. \quad (40)$$

Rezultă coeficientul de eficacitate :

$$E = i\varepsilon\cos\delta\sin\varphi = \frac{\varepsilon\cos\delta\sin\varphi}{\cos\nu - \sin\nu\,\mathrm{ctg}\,\beta}. \quad (41)$$

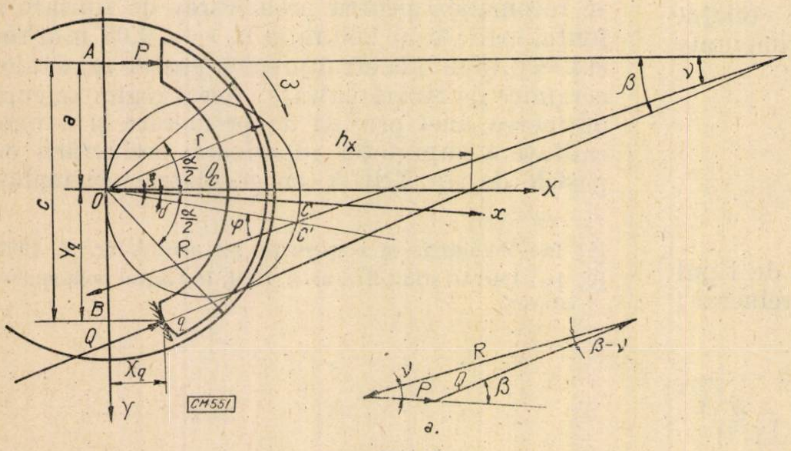


Fig. 8

De obicei, linia de acţiune a forţei P (axa cilindrului de frînă) şi a forţei Q (direcţia suprafeţei de reazem a sabotului) se stabileşte constructiv, acest lucru fiind echivalent cu cunoaşterea unghiului β din relaţia (41), cum şi a punctului D (fig. 8). Pentru determinarea liniei de acţiune a rezultantei R se reaminteşte că un punct al ei este punctul D, iar un al doilea punct se va afla pe cercul de construcţie (C'), poziţia lui fiind determinată de diametrul acestuia (unghiul α) şi de unghiul δ sau ν.

Se observă, din figura 8, că între unghiurile ν, φ, δ şi ξ există relaţia :

$$\nu = \varphi - \xi - \delta, \quad (42)$$

unde ξ reprezintă unghiul de aşezare a garniturii pe sabot (unghiul xOX).

Deoarece pentru o frînă dată φ şi ξ reprezintă parametri constructivi invariabili, este util să se noteze :

$$\varphi - \xi = \psi, \quad (43)$$

în care caz ecuaţia (42) devine :

$$\nu = \psi - \delta. \quad (42')$$

Pentru ca expresia (41) să fie determinată, va trebui găsită o corelaţie între ν şi δ şi ceilalţi parametri constructivi dimensionali cunoscuţi ai frînei.

În acest scop se utilizează ecuaţia de echilibru a momentelor care acţionează asupra sabotului :

$$Qh_x\sin\beta - Rh\cos\delta\sin\varphi - Pa = 0. \quad (44)$$

Pe de altă parte, din relaţiile (3) se pot determina :

$$Q = R\frac{\sin\nu}{\sin\beta}; \quad P = R\frac{\sin(\beta - \nu)}{\sin\beta}. \quad (45)$$

Înlocuind în (44) valorile P şi Q date de relaţiile (45) şi ţinînd seamă de (42'), se găseşte :

$$\mathrm{tg}\,\delta = \frac{(h_x + a\,\mathrm{ctg}\,\beta)\sin\psi - a\cos\psi - h\sin\varphi}{(h_x + a\,\mathrm{ctg}\,\beta)\cos\psi + a\sin\psi}. \quad (46)$$

Avînd unghiul δ, se determină din relaţia (42') şi unghiul ν, aşa încît valoarea eficacităţii, dată de expresia (41), devine complet determinată. Se poate analiza în continuare influenţa fiecăruia din parametrii φ, ε, δ, β şi ψ asupra eficacităţii.

În practică, unghiul ψ (şi deci ξ) se stabileşte astfel ca unghiul δ rezultat din ecuaţia (46) să fie mai mic decît valoarea δ_{lim} dată de relaţia (32).

Dacă garnitura trebuie să fie încărcată simetric, este suficient să fie satisfăcută condiţia tg δ = 0, adică :

$$(h_x + a\,\mathrm{ctg}\,\beta)\sin\psi - a\cos\psi - h\sin\varphi = 0. \quad (47)$$

Rezolvînd ecuaţia (47) în raport cu ψ se găseşte acea valoare a acestui unghi (ca funcţie de parametrii cunoscuţi a, h, h_x, β şi φ) pentru care garnitura de fricţiune este încărcată simetric.

Avînd valoarea ψ, cu relaţia (43) se calculează unghiul corespunzător ξ.

Modul de calcul va fi similar pentru oricare valoare δ cunoscută ($0 \leqslant \delta \leqslant \delta_{lim}$), introducîndu-se valoarea tangentei respective în expresia (46) şi rezolvînd ecuaţia obţinută în raport cu parametrul necunoscut (de obicei ψ).

Este posibil să se pună şi problema inversă şi anume, cunoscînd unghiul ξ să se ceară determinarea unghiului δ, calculele respective neprezentînd nici o greutate.

Dacă numitorul expresiei (41) se anulează, eficacitatea devine infinită, această situaţie corespunzînd pierderii complete a stabilităţii şi autoblocării frînei. Anularea numitorului ecuaţiei (41) are loc dacă ν = β, adică dacă linia de acţiune a rezultantei R coincide cu linia de acţiune a reacţiunii Q.

Aprecierea calităţii frînei de a nu fi expusă la autoblocare se face cu ajutorul parametrului :

$$\sigma = \frac{\mu_{lim}}{\mu_c}, \quad (48)$$

în care :

$$\mu_{lim} = \mathrm{tg}\,(\varphi - \xi - \delta)_{lim} = \mathrm{tg}\,\beta. \quad (49)$$

μ_c fiind valoarea de calcul pentru coeficientul de frecare.

Este necesar ca μ_{lim} să aibă valori mai mari decît cele mai ridicate valori μ posibile pentru materialele de fricţiune utilizate la garniturile de frînă.

Dacă sensul de rotaţie a tamburului frînei arătate în figura 8 se inversează, ambii saboţi devin secundari şi eficacitatea frînei scade apreciabil. Acest fapt constituie un neajuns important al construcţiei considerate. De aceea, dacă la roţile unui ax al automobilului se prevăd frîne de acest tip, la roţile celuilalt ax trebuie prevăzute frîne care la mersul înapoi să aibă o eficacitate relativ ridicată (de exemplu, instalaţia de frînă de la Moskvici 407).

Frîna cu un sabot principal şi altul secundar acţionaţi la un singur capăt prezintă o eficacitate mai mică, însă o stabilitate sporită în comparaţie cu tipul anterior, ca urmare a compensării reciproce a caracteristicilor celor doi saboţi. Un alt avantaj îl constituie faptul că eficacitatea frînei este aceeaşi pentru ambele sensuri de rotaţie a tamburului.

Construcţiile de tipul cu un sabot principal şi altul secundar sînt întîlnite mai ales la frînele cu saboţi articulaţi, dar se aplică şi la frînele cu saboţi flotanţi. Ca exemplu de astfel de frîne cu saboţi flotanţi se amintesc frînele de pe Trabant 601 (fig. 9) sau frînele din spate de la Moskvici 407.

Eficacitatea sabotului principal E_1 se calculează cu formula (41) stabilită anterior.

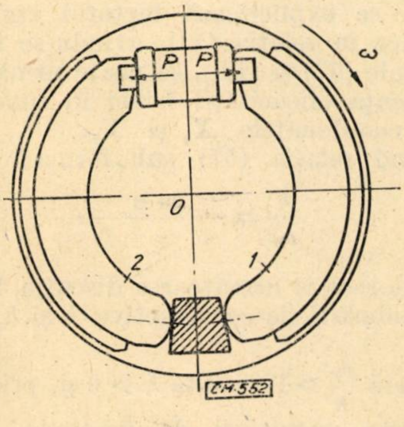


Fig. 9

Pentru calculul eficacităţii sabotului secundar E_2 se foloseşte schiţa din figura 10.

Din poligonul forţelor, utilizînd relaţia (3), se găseşte :

$$i = \frac{\sin\beta}{\sin(\beta+\nu)} = \frac{1}{\cos\nu + \sin\nu\,\mathrm{ctg}\,\beta} \tag{40'}$$

şi deci :

$$E_2 = \frac{\varepsilon\cos\delta\sin\varphi}{\cos\nu + \sin\nu\,\mathrm{ctg}\,\beta}. \tag{41'}$$

Eficacitatea totală a frînei rezultă ca sumă a expresiilor (41) şi (41′).

Se atrage atenţia că, deşi formal E_2 diferă de E_1 numai la semnul dintre termenii numitorului, valorile parametrilor ν şi δ pot fi diferite pentru cei doi saboţi.

Se observă că din figura 10 rezultă relaţia :

$$\nu = -\varphi + \xi + \delta = -(\varphi - \xi - \delta) \tag{42'}$$

şi, prin urmare, atunci cînd parametrii ξ şi δ se menţin constanţi, relaţia (41′) se poate deduce din (41) făcînd înlocuirea $\nu = -\nu$.

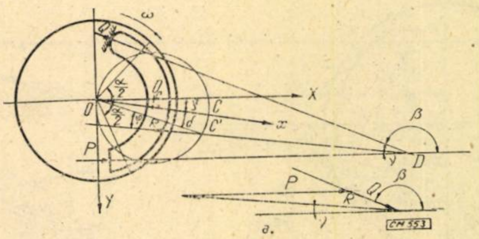


Fig. 10

Atunci cînd, prin schimbarea sensului de rotaţie a tamburului, un sabot primar devine secundar, δ va lua o nouă valoare (determinată de noile condiţii de echilibru) şi, deoarece ξ rămîne constant, ν devine :

$$\nu = -\varphi - \xi + \delta, \tag{42''}$$

adică diferit de valoarea dată de relaţia (42′).

Din expresia (41′) se poate vedea că sabotul secundar nu se autoblochează pentru nici o valoare μ (φ).

Frînele cu saboţi flotanţi acţionaţi la ambele capete sînt mult utilizate în construcţia de automobile, întrucît asigură o eficacitate mai mare ca a tipului precedent şi, ceea ce este foarte important, prezintă aceeaşi eficacitate (sau foarte apropiată) pentru ambele sensuri de rotaţie a tamburului, ambii saboţi fiind mereu principali, indiferent de sensul rotaţiei tamburului.

Astfel de frîne se găsesc la roţile din spate ale autocamioanelor SR 131 şi SR 132 Carpaţi etc.

În mod obişnuit, forţele care acţionează la cele două capete ale saboţilor sînt egale, astfel încît, fără a restrînge generalitatea sau utilitatea concluziilor, se va considera numai acest caz constructiv.

Schema unui sabot flotant acţionat la ambele capete şi a sistemului de forţe aplicate apare în figura 11. În aceeaşi figură apare şi poligonul forţelor respective.

Din punct de vedere formal, cazul de mai sus se poate reduce la cel precedent dacă în locul forţei de acţionare P şi al reacţiunii din reazem Q, care se aplică asupra capătului inferior al sabotului, se va considera componenta lor Q' ; linia de acţiune a forţei Q' va trece prin punctul D (a cărui poziţie a fost specificată înainte) şi punctul D' aflat la intersecţia forţelor P şi Q de la capătul inferior al sabotului. Unghiul dintre linia de acţiune a forţei Q' şi a forţelor P este β'.

Pentru calcul, acest mod de abordare a problemei este însă neconvenabil, întrucît nici Q' şi nici β' nu au semnificaţia unor parametri constructivi reali.

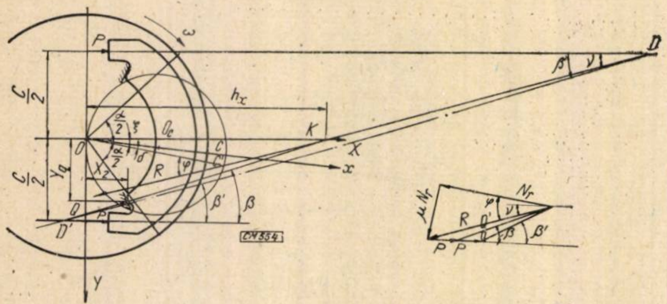


Fig. 11

De aceea se vor căuta relaţii care să conţină forţele P, Q sau R şi unghiurile ν şi β. Pentru determinarea acestor relaţii se construieşte poligonul forţelor care lucrează asupra sabotului (fig. 11).

Ecuaţiile (3) au, pentru cazul de faţă, forma:

$$\frac{2\,P}{\sin\,(\beta - \nu)} = \frac{Q}{\sin \nu} = \frac{R}{\sin \beta} \tag{50}$$

şi deci:

$$i = \frac{R}{P} = \frac{2}{\cos \nu - \sin \nu \operatorname{ctg} \beta} \tag{51}$$

şi

$$E = i\,\varepsilon \cos \delta \sin \varphi = \frac{2 \varepsilon \cos \delta \sin \varphi}{\cos \nu - \sin \nu \operatorname{ctg} \beta}. \tag{52}$$

Ecuaţia de echilibru a momentelor care lucrează asupra sabotului este:

$$Rh \cos \delta \sin \varphi - Q\,h_x \sin \beta = 0. \tag{53}$$

Înlocuind în ecuaţia (53) valoarea lui Q determinată din ecuaţia (50) în funcţie de R, se obţine:

$$h \cos \delta \sin \varphi = h_x \sin \nu. \tag{54}$$

Expresia (54) arată că, la acest tip de frînă, liniile de acţiune a forţelor Q şi R sînt concurente într-un punct K aflat pe axa OX, la distanţa h_x de centrul tamburului. Această corelaţie este foarte utilă în cadrul calculului grafic.

Dacă în ecuaţia (54) se înlocuieşte ν cu expresia (42'), rezultă după un calcul simplu:

$$\operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} \psi - \frac{h}{h_x} \frac{\sin \varphi}{\cos \psi}, \tag{55}$$

expresie similară ecuaţiei (46).

Pentru ca presiunile pe suprafaţa garniturii de fricţiune să prezinte o repartiţie simetrică, trebuie ca $\operatorname{tg} \delta = 0$ şi, prin urmare, ecuaţia (55) capătă forma:

$$\sin \psi = \frac{h}{h_x} \sin \varphi. \tag{56}$$

Cu această relaţie, pentru o poziţie dată a reacţiunii din reazem Q sau a forţei R (deci pentru un h_x dat) şi pentru valori h şi φ cunoscute, se poate calcula unghiul de aşezare a garniturii de fricţiune pe sabot ξ, necesar pentru ca garnitura să fie încărcată simetric; relaţia (56) permite determinarea întîi a parametrului ψ, după care, utilizînd ecuaţia (43), se găseşte ξ.

Dacă se cunosc r, φ, α şi ψ din relaţia (56) rezultă h_x:

$$h_x = h \frac{\sin \varphi}{\sin \psi}. \tag{57}$$

Pe de altă parte, h_x este dat de expresia:

$$h_x = X_q + Y_q \operatorname{ctg} \beta, \tag{58}$$

care permite stabilirea coordonatelor punctului de sprijin al sabotului pe reazemul său (X_q, Y_q) şi direcţia normalei la suprafaţa de sprijin (β) dacă h_x este dat; în cazul cînd h_x are valoarea rezultată din ecuaţia (57), punctul q şi unghiul β determinat din expresia (58) corespund condiţiei $\delta = 0$.

Dacă se explicitează factorul $\operatorname{ctg} \beta$ şi se introduce în relaţia (52), avîndu-se în vedere şi relaţiile (57) şi (42'), se poate urmări comod dependenţa eficacităţii frînei în funcţie de φ şi de coordonatele X_q şi Y_q.

Punînd relaţia (57) sub forma:

$$\frac{h}{h_x} = \frac{\sin \varphi}{\sin\,(\varphi - \xi)}, \tag{57'}$$

se poate realiza următoarea discuţie, în funcţie de caracteristicile constructive h şi h_x ale unui sabot:

— dacă $\frac{h_x}{h} > 1$, rezultă $\xi > 0$ şi, prin urmare, deplasarea garniturii de fricţiune pe sabot trebuie făcută în sensul rotirii tamburului (cazul din fig. 11);

— dacă $\frac{h_x}{h} = 1$, rezultă $\xi = 0$, axele OX şi Ox coincizînd; din punct de vedere funcţional, acest caz este ideal, eficacitatea frînei pentru ambele sensuri de rotaţie a tamburului fiind riguros egală şi, deoarece în acest caz $\nu = \varphi$ şi $\delta = 0$, expresia eficacităţii devine:

$$E = \frac{2\,\varepsilon \mu}{1 - \mu \operatorname{ctg} \beta}. \tag{52'}$$

Valoarea $\operatorname{ctg} \beta$ se poate înlocui cu raportul dintre lungimea h şi mărimea ordonatei punctului de intersecţie k a liniei de acţiune a forţei Q cu axa Oy, şi deci eficacitatea va fi :

$$E = \frac{2k\mu\varepsilon}{k - \mu\varepsilon}; \qquad (52'')$$

— dacă $\frac{h_x}{h} < 1$, rezultă $\xi < 0$, deplasarea garniturii de fricţiune pe sabot trebuind să fie în sens contrar rotaţiei tamburului.

Se remarcă că, în primul şi ultimul caz, eficacitatea frînei nu este riguros aceeaşi pentru ambele sensuri de rotaţie a tamburului, întrucît, la rotaţia în sensul contrar celui din figura 11, se stabileşte din condiţiile de echilibru o nouă valoare pentru unghiul δ şi, prin urmare, nici unghiul ν nu va mai fi acelaşi.

După cum s-a amintit, aceşti parametri se stabilesc astfel încît eficacitatea frînei să fie maximă la mersul înainte al automobilului, întrucît, pentru mersul înapoi, condiţia care se cere frînelor este doar să imobilizeze automobilul, fără a fi necesari parametri de frînare ridicaţi.

Se menţionează că sistemul de frînă analizat mai sus realizează un compromis corespunzător între eficacitate şi stabilitate. Aspectul reiese din figura 12 în care apare curba de stabilitate pentru o frînă cu doi saboţi flotanţi acţionaţi la ambele capete ($r = 175$ mm ; $c = 260$ mm ; $X_a = 75$ mm ; $Y_a = 90$ mm ; $\alpha = 120°$; $\beta = 39°48'$; $\xi = -2°12'$; $\delta = 0$).

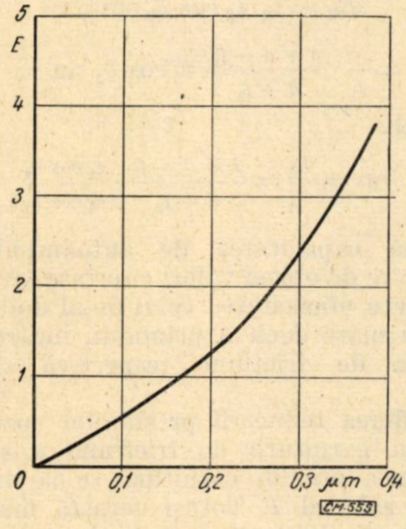


Fig. 12

Pentru considerarea cazului frînei cu saboţi flotanţi cu reacţiunea din reazem paralelă cu forţa de acţionare se prezintă în figura 13 schema sabotului respectiv.

Deoarece reazemul nu poate prelua în acest caz decît forţe paralele cu P, rezultanta acţiunii tamburului asupra garniturii de fricţiune se va aşeza astfel încît să fie şi ea paralelă cu forţele P şi Q (deci paralelă cu axa OX).

De aceea, acest sabot este caracterizat prin relaţia :

$$\beta = \nu = \varphi - \xi - \delta = 0, \qquad (59)$$

rezultînd :

$$\xi + \delta = \varphi. \qquad (59')$$

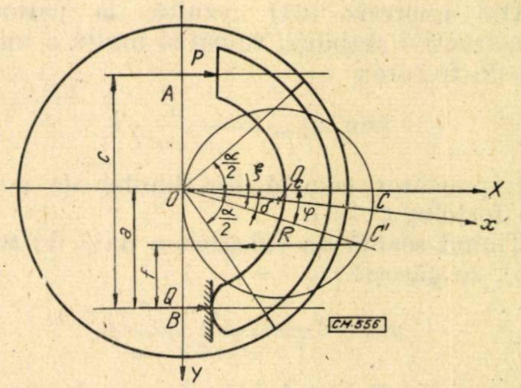


Fig. 13

Existenţa relaţiilor de mai sus face ca ecuaţia (3) să fie nedeterminată pentru cazul de faţă ; de aceea, parametrul i necesar la calculul eficacităţii se deduce din ecuaţia de momente a forţelor ce acţionează asupra sabotului (în raport cu punctul de reazem al acestuia) :

$$Pc - Rf = 0. \qquad (60)$$

Din aceasta rezultă :

$$i = \frac{R}{P} = \frac{c}{f}, \qquad (61)$$

unde :

$$f = a - h \cos\delta \sin\varphi. \qquad (62)$$

Eficacitatea sabotului va fi prin urmare :

$$E = i\varepsilon \cos\delta \sin\varphi = \frac{c}{f}\,\varepsilon \cos\delta \sin\varphi = \frac{c\,\varepsilon \cos\delta \sin\varphi}{a - r\varepsilon \cos\delta \sin\varphi}. \qquad (63)$$

Din analiza expresiei (63) rezultă că aceasta are un maxim atunci cînd $\delta = 0$ (ceilalţi parametri rămînînd neschimbaţi) ; avînd în vedere relaţia (59) se conchide că, pentru o eficacitate maximă, unghiul de aşezare a garniturii de fricţiune pe sabot ξ trebuie să fie egal cu unghiul de frecare φ.

Această condiţie ($\delta = 0$) corespunde totodată şi unei distribuţii simetrice a presiunilor specifice pe suprafaţa garniturilor de fricţiune.

Pentru valorile uzuale φ, condiţia $\delta = 0$ duce la o limitare a lărgimii arcului garniturii de fricţiune şi, ca urmare, la o mărire a presiunilor specifice pe suprafaţa respectivă. Din acest motiv se preferă adesea încărcarea asimetrică rezultată din mărirea arcului garniturii peste valoarea limitată de condiţia $\delta = 0$, realizîndu-se astfel presiuni specifice mai mici [formulele (38) şi (39)].

Din relaţia (63) rezultă că dacă $f = 0$ sau:

$$a = r\,\varepsilon \cos \delta \sin \varphi, \tag{64}$$

sabotul se autoblochează.

Din expresia (64) rezultă, la parametrii constructivi stabiliţi, valoarea limită a unghiului de frecare:

$$(\sin \varphi)_{lim} = \frac{a}{r\varepsilon \cos \delta}, \tag{65}$$

corespunzător coincidenţei liniilor de acţiune ale forţelor Q şi R.

Ţinînd seamă de valoarea φ dată de relaţia (65), se găseşte:

$$\mu_{lim} = \frac{a}{\sqrt{r^2 \varepsilon^2 \cos^2 \delta - a^2}}, \tag{66}$$

valoarea coeficientului de frecare la care sabotul se autoblochează.

După cum s-a mai arătat, dacă sensul de rotaţie a tamburului se schimbă, sabotul devine secundar şi eficacitatea lui scade. Din punct de vedere matematic, în acest ultim caz apare la numitorul expresiei (63) semnul $+$, ceea ce elimină complet posibilitatea autoblocării sabotului.

La frîna cu autoamplificare duo-servo se utilizează doi saboţi flotanţi de tipul celui analizat anterior, aşezaţi aşa fel încît reacţiunea din reazemul unuia dintre saboţi să fie forţă de acţionare pentru cel de-al doilea. Se obţine în acest mod un moment de frînare apreciabil cu o forţă de acţionare mică.

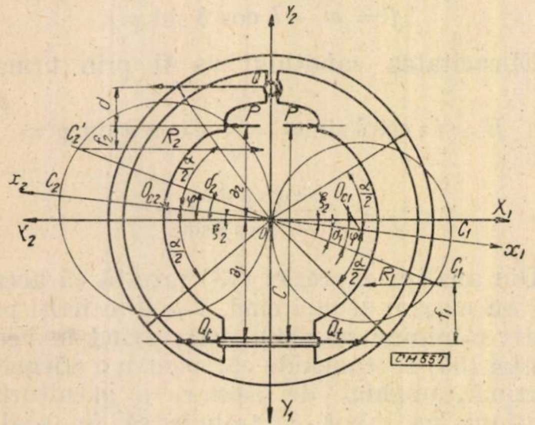


Fig. 14

Frînele cu autoamplificare duo-servo prezintă însă dezavantajul unei sensibilităţi foarte mari (fig. 15).

În figura 14 este arătată schema unei frîne duo-servo, la care ambii saboţi sînt acţionaţi la capătul superior cu aceeaşi forţă P.

Reacţiunea de sprijin Q_t a sabotului din dreapta se transmite printr-o tijă intermediară la cel de-al doilea sabot, ca forţă de acţionare; în acest fel, ambii saboţi sînt principali. Deoarece ambii saboţi sînt acţionaţi la celălalt capăt de forţa P, condiţiile lor de lucru pentru cele două sensuri de rotaţie rămîn neschimbate şi deci eficacitatea respectivă va fi apropiată (diferenţele provin din modul de amplasare a garniturilor).

Se atribuie parametrilor sabotului din dreapta indicele *1*, iar celuilalt indicele *2*.

Din ecuaţia de echilibru al momentelor care acţionează asupra sabotului *1* faţă de punctul de reazem pe tija intermediară [ecuaţia (60)] se găseşte:

$$i_1 = \frac{R_1}{P} = \frac{c}{f_1} \tag{67}$$

şi deci:

$$E_1 = i_1\, \varepsilon_1 \cos \delta_1 \sin \varphi = \frac{c}{f_1}\, \varepsilon_1 \cos \delta_1 \sin \varphi. \tag{68}$$

Din ecuaţia de echilibru al momentelor care acţionează asupra sabotului *2*, faţă de punctul de aplicare a forţei din tija intermediară, şi din ecuaţia de echilibru al forţelor respective rezultă:

$$i_2 = \frac{c}{f_1} \cdot \frac{c + d - f_1}{d + f_2} \tag{69}$$

şi prin urmare:

$$E_2 = i_2\, \varepsilon_2 \cos \delta_2 \sin \varphi = \frac{c}{f_1}\, \frac{c + d - f_1}{d + f_2}\, \varepsilon_2 \cos \delta_2 \sin \varphi. \tag{70}$$

Raportul:

$$m = \frac{E_2}{E_1} = \frac{c + d - f_1}{d + f_2} \cdot \frac{\varepsilon_2 \cos \delta_2}{\varepsilon_1 \cos \delta_1} \tag{71}$$

ilustrează capacitatea de autoamplificare a frînei şi are de obicei valori cuprinse între *2* şi *3*.

Deoarece eficacitatea celui de-al doilea sabot este mai mare decît a primului, încărcările pe garnitura de fricţiune respectivă sînt mai ridicate.

În vederea reducerii presiunilor specifice pe suprafaţa garniturii de fricţiune a sabotului *2*, lărgimea arcului garniturii se ia mai mare decît la sabotul *1*. Totuşi această măsură, în limitele aplicabilităţii ei, de multe ori nu poate anula diferenţa dintre încărcarea celor două garnituri, astfel că, la construcţiile uzuale, uzura garniturii sabotului *2* este mai mare.

Utilizînd ecuaţiile (68) şi (70), rezultă eficacitatea totală a frînei:

$$E = E_1 + E_2 = \frac{c}{f_1}\, \varepsilon_1 \cos \delta_1 \sin \varphi + \frac{c}{f_1} \cdot \frac{c + d - f_1}{d + f_2}\, \varepsilon_2 \cos \delta_2 \sin \varphi. \tag{72}$$

Făcînd înlocuirile :

$$f_1 = a_1 - r\varepsilon_1 \cos \delta_1 \sin \varphi \quad \text{şi} \qquad (62')$$

$$f_2 = a_2 - r\varepsilon_2 \cos \delta_2 \sin \varphi, \qquad (62'')$$

ecuaţia (72) devine :

$$E = \frac{c\,(a_2 + d)\,(\varepsilon_1 \cos \delta_1 + \varepsilon_2 \cos \delta_2) \sin \varphi}{(a_1 - r\,\varepsilon_1 \cos \delta_1 \sin \varphi)\,(a_2 + d - r\varepsilon_2 \cos \delta_2 \sin \varphi)}. \qquad (72')$$

Autoblocarea frînei are loc atunci cînd numitorul expresiei (72′) se anulează, adică dacă :

$$a_1 = r\varepsilon_1 \cos \delta_1 \sin \varphi \quad \text{şi} \qquad (73)$$

$$a_2 + d = r\varepsilon_2 \cos \delta_2 \sin \varphi. \qquad (74)$$

Expresiile (73) şi (74) exprimă evident condiţia ca forţele R_1 şi R_2 să treacă prin elementele de sprijin ale saboţilor (R_1 prin tija intermediară, R_2 prin bolţul superior de reazem). Membrul drept din expresiile de mai sus are valoarea maximă pentru $\delta_1 = 0$ şi $\delta_2 = 0$ ($\xi = \varphi$), astfel încît pentru evitarea autoblocării va trebui ca :

$$\sin \varphi \leqslant \frac{a}{r\,\varepsilon_1}; \qquad (75)$$

$$\sin \varphi \leqslant \frac{a_2 + d}{r\varepsilon_2}. \qquad (76)$$

Din relaţiile (75) şi (76) se obţin pentru μ_{lim} expresii similare expresiei (66).

Frîna duo-servo se poate întîlni la foarte multe autoturisme şi autocamioane americane (G. M. C., Ford) cu instalaţii de frînare hidraulice. În U.R.S.S., automobilul ZIL 110 este echipat cu astfel de frîne la roţile ambelor axe.

Ultima construcţie de frîne examinată este frîna cu autoamplificare uni-servo.

Dacă forţa de acţionare P se aplică numai asupra sabotului *1* al frînei ilustrate în figura 14 (capătul din stînga al cilindrului de acţionare este înfundat), rezultă o frînă care are efect servo puternic numai la mersul înainte, la mersul înapoi sabotul *2* devenind secundar.

Printr-un calcul similar celui de mai sus se va găsi :

$$i_1 = \frac{c}{f_1} \quad \text{şi} \qquad (67)$$

$$i_2 = \frac{c}{f_1} \cdot \frac{c + d - \frac{c + d}{c} f_1}{d + f_2} \qquad (77)$$

Se observă că i_1 rămîne neschimbat, iar ecuaţia (77) diferă de relaţia corespunzătoare (68) numai prin amplificarea termenului f_1 de la numărător cu factorul $\frac{c + d}{c}$. Pentru construcţiile obişnuite, $\frac{c + d}{c}$ nu este mult mai mare decît 1, astfel încît eficacitatea frînei uni-servo nu va diferi prea mult de aceea a unei frîne duo-servo de aceleaşi dimensiuni (fig. 15).

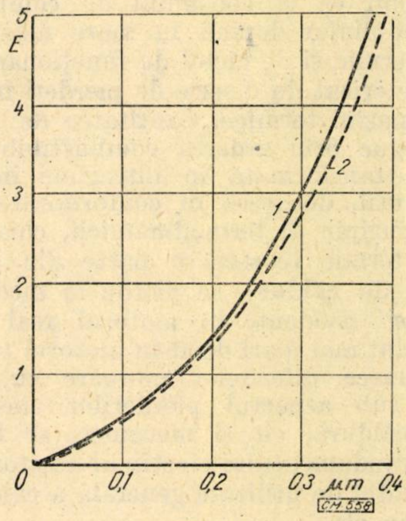


Fig. 15

În figura 15 apar curbele de stabilitate pentru o frînă duo-servo (1) şi uni-servo (2) avînd caracteristicile următoare : $r = 175$ mm ; $a_1 = 144$ mm ; $a_2 = 102$ mm ; $d = 46$ mm ; $d_1 = 100°$; $d_2 = 120°$; $\xi_1 = \xi_2 = 6°$.

Reiese că avantajul frînei duo-servo faţă de frîna uni-servo constă îndeosebi în realizarea unor eficacităţi de valori apropiate pentru ambele sensuri de rotaţie a tamburului şi nu într-un spor apreciabil al eficacităţii la mersul înainte.

Cu frîne uni-servo sînt echipate roţile din faţă ale autocamioanelor SR 131 Carpaţi şi SR 113 Bucegi, la care, pentru a compensa sensibilitatea mare a acestor frîne şi a asigura o frînare suficientă la mersul înapoi, roţile din spate au frîne cu saboţi acţionaţi la ambele capete.

[1] *Fährmann, K.* şi *Mehlhos, K. H.* Bestimmung der bei Innenbackenbremsen auftretenden Kräfte und Drücke. Cosid Werke. [2] *Odier, J.* Contribution à l'étude de la dynamique de l'automobile en freinage. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 10, 1962. [3] *Brisson, L. C.* Freins à hautes performances et haute fidélité. In : Ingénieurs de l'automobile, nr. 11, 1962. [4] *Robinson, J. G.* Brake Design Considerations. In : Automobile Engineer, sept 1959. [5] *Oldershaw, R. M.* şi *Prestidge, A. F.* Brake Design Considerations. In : Automobile Engineer, april 1960. [6] *Surace, F.* Considerazioni sul calcolo delle condizioni di equilibrio e sul comportamente dei freni con ganasce appoggiate. In : A.T.A., nr. 11, 1963.

CZ 621.431.73.016; 629.113.003

J 7961/66
LEFORDITVA

Influența regimului termic al motorului asupra economicității automobilului

MARIN UNTARU

Indicii tehnico-economici ai motorului de automobil ca și consumul de combustibil al automobilului depind în mare măsură de regimul termic și de ciclul de funcționare, care este caracterizat de o serie de pierderi inerente oricărei mașini termice. Cantitatea de căldură ce se obține prin arderea combustibilului nu poate fi transformată în întregime în lucru mecanic util, deoarece în conformitate cu al doilea principiu al termodinamicii, chiar și în motorul termic teoretic o parte din această cantitate de căldură se pierde în mediul înconjurător. Evident, în motorul real aceste pierderi sînt mai mari decît în motorul teoretic.

Compararea diferitelor motoare cu ardere internă, sub aspectul pierderilor energetice, atît de căldură, cît și mecanice, se face cu ajutorul randamentului efectiv al acestora, care indică gradul de utilizare generală a căldurii în fiecare din ele.

După cum se știe, randamentul efectiv al unui motor cu ardere internă este dat de relația:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_2 + Q_t + Q_m}{Q_1}, \qquad (1)$$

în care:

Q_1 este cantitatea de căldură ce se obține prin arderea completă a combustibilului;

Q_2 — pierderile inevitabile de căldură ale ciclului teoretic, condiționate de al doilea principiu al termodinamicii;

Q_t — pierderile suplimentare de căldură ale motorului real (în raport cu motorul teoretic), care principial pot fi evitate;

Q_m — pierderile suplimentare de căldură echivalente pierderilor mecanice din motor.

Prin urmare, pierderile de căldură ale motorului real constau în pierderile de căldură ale motorului teoretic similar și pierderile suplimentare de căldură și mecanice ale motorului real.

Deci, ciclul teoretic trebuie să determine acele valori maximum posibile ale cantității de căldură transformate în lucru mecanic, care ar putea fi obținute într-un motor real pus în condiții optime de desfășurare a fiecărui proces în parte.

Analizînd relația (1), se poate afirma că ea nu scoate în evidență în măsură satisfăcătoare legătura ce există între randamentul efectiv și componentele bilanțului energetic al motorului.

Trebuie subliniat faptul că în pierderile suplimentare de căldură ale motorului real Q_t se includ pierderile datorite răcirii, pierderile datorite arderii incomplete a combustibilului, pierderile datorite disocierii produselor de ardere și pierderile datorite rezistențelor opuse la admisiune și evacuare.

Pierderile mecanice ale motorului Q_m pot fi împărțite în două grupe. În prima grupă sînt incluse pierderile datorite frecărilor în motor Q_f (între pistoane și pereții cilindrilor, în lagărele de bielă și lagărele arborelui cotit), care constituie aproximativ 60 % din valoarea totală a pierderilor mecanice [1], iar în a doua grupă, pierderile datorite acționării mecanismelor auxiliare ale motorului Q_a (mecanismul de distribuție, ventilator, pompă de apă, pompă de combustibil, generator etc.), care constituie aproximativ 40 % din mărimea totală a pierderilor mecanice ale motorului [1].

Prin urmare:

$$Q_m = Q_f + Q_a. \qquad (2)$$

Pe baza bilanțului energetic al motorului se poate stabili următoarea egalitate:

$$Q_2 + Q_t = Q_r' + Q_g + Q_i, \qquad (3)$$

în care:

Q_r' — reprezintă pierderile de căldură în apa de răcire, fără considerarea căldurii provenite din frecarea pistoanelor pe pereții cilindrilor motorului;

Q_g — pierderile de căldură în gazele de evacuare;

Q_i — pierderile de căldură datorite arderii incomplete a combustibilului.

Luînd în considerare relațiile (2) și (3), expresia randamentului efectiv al motorului devine:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_r' + Q_g + Q_i + Q_f + Q_a}{Q_1}. \qquad (4)$$

Avînd în vedere faptul că pierderile de căldură datorite frecării pistoanelor pe pereții cilindrilor sînt preluate de apa de răcire, se poate scrie:

$$Q_r = Q_r' + Q_f \qquad (5)$$

unde:

Q_r sînt pierderile de căldură în apa de răcire, și deci:

$$\eta_e = 1 - \left(\frac{Q_r}{Q_1} + \frac{Q_g}{Q_1} + \frac{Q_i}{Q_1} + \frac{Q_a}{Q_1}\right) \qquad (6)$$

sau:

$$\eta_e = 1 - q_r - q_g - q_i - q_a. \qquad (7)$$

Se obţine astfel expresia randamentului efectiv al motorului în funcţie de componentele bilanţului energetic, care se pot determina uşor pe cale experimentală [2].

Astfel, pierderile de căldură în apa de răcire se determină cunoscînd cantitatea de apă ce trece prin sistemul de răcire al motorului într-un timp dat şi temperatura la intrarea şi ieşirea din motor. Cantitatea de căldură pierdută cu gazele de evacuare se determină ca diferenţa entalpiilor gazelor la admisiunea şi evacuarea lor din motor, cunoscînd temperatura amestecului carburant şi temperatura gazelor de evacuare. Pierderile de căldură datorite arderii incomplete a combustibilului se determină în funcţie de coeficientul de exces de aer.

Pentru precizarea pierderilor de căldură echivalente pierderilor mecanice în motor trebuie să se determine puterea necesară pentru învingerea frecărilor mecanice în motor P_m, ceea ce se poate face prin metoda scoaterii din funcţiune, succesiv, a cilindrilor motorului. Cu această valoare se calculează:

$$Q_m = 632\ P_m,\ \text{kcal/h},$$

şi:

$$Q_a = 0{,}4,\ Q_m,\ \text{kcal/h}.$$

În scopul determinării pierderilor de energie atît în motor cît şi în transmisia automobilului este necesară introducerea noţiunii de randament efectiv al automobilului η_a care, prin analogie cu randamentul efectiv al motorului, să caracterizeze gradul de utilizare generală a căldurii în automobilul respectiv.

Dacă randamentul termic al motorului este:

$$\eta_t = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}, \tag{8}$$

randamentul indicat:

$$\eta_i = 1 - \frac{Q_2+Q_t}{Q_1} = \eta_t - \frac{Q_t}{Q_1}, \tag{9}$$

iar randamentul efectiv:

$$\eta_e = 1 - \frac{Q_2 + Q_t + Q_m}{Q_1} = \eta_i - \frac{Q_m}{Q_1}, \tag{10}$$

atunci, evident, randamentul efectiv al automobilului poate fi exprimat prin relaţia:

$$\eta_a = 1 - \frac{Q_2 + Q_t + Q_m + Q_{tr}}{Q_1} = \eta_e - \frac{Q_{tr}}{Q_1}, \tag{11}$$

în care:

Q_{tr} sînt pierderile suplimentare de căldură echivalente pierderilor mecanice în transmisia automobilului.

Interdependenţa dintre randamentele motorului şi randamentul efectiv al automobilului poate fi stabilită în felul următor:

— randamentul efectiv al motorului:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m; \tag{12}$$

— randamentul efectiv al automobilului:

$$\eta_a = \eta_e \cdot \eta_{tr} = \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{tr}, \tag{13}$$

unde:

η_m este randamentul mecanic al motorului;

η_{tr} — randamentul mecanic al transmisiei automobilului.

Prin analogie cu cele demonstrate mai înainte, pe baza bilanţului energetic al motorului, se obţine următoarea expresie a randamentului efectiv al automobilului:

$$\eta_a = 1 - \left(\frac{Q_r}{Q_1} + \frac{Q_g}{Q_1} + \frac{Q_i}{Q_1} + \frac{Q_a}{Q_1} + \frac{Q_{tr}}{Q_1}\right) \tag{14}$$

sau:

$$\eta_a = 1 - q_r - q_g - q_i - q_a - q_{tr}. \tag{15}$$

Valorile tuturor termenilor acestei expresii pot fi determinate după cum s-a arătat mai sus, iar pentru pierderile de căldură echivalente pierderilor mecanice în transmisia automobilului se pot utiliza următoarele relaţii [3]:

$$Q_{tr} = 632\ P_{tr},\ \text{kcal/h};$$

$$P_{tr} = (0{,}10 \div 0{,}15)\, P_e,\ \text{CP},$$

în care:

P_{tr} este puterea corespunzătoare pierderilor în transmisia automobilului;

P_e — puterea efectivă a motorului.

Pentru a scoate mai bine în evidenţă influenţa regimului termic al motorului asupra economicităţii automobilului s-au făcut încercări comparative pe un motor SR-211 şi pe un autocamion SR-131 echipate cu sistem de răcire obişnuit şi cu sistem de răcire diferenţiată, la care temperatura apei de răcire în blocul cilindrilor a fost de 90°C, iar în chiulasa motorului, de 45°C [4].

Rezultatele experimentale sînt redate în figura 1. Se observă că la răcirea diferenţiată pierderile de căldură în lichidul de răcire cresc în comparaţie cu pierderile motorului cu răcire obişnuită, ceea ce se explică prin scăderea temperaturii lichidului de răcire în primul caz.

Pierderile de căldură în gazele de evacuare se micşorează mult la răcirea diferenţiată, în raport cu pierderile motorului cu răcire obişnuită, ceea ce se explică prin scăderea temperaturii lichidului de răcire şi a gazelor de evacuare, care determină reducerea disociaţiei în timpul arderii şi micşorarea căldurii specifice a produselor de ardere.

La răcirea diferenţiată, dozajul amestecului carburant poate fi sărăcit într-o oarecare măsură, deoarece excesul de aer este mai mare decît la răcirea obişnuită şi, ca urmare, pierderile datorite arderii incomplete a combustibilului sînt mai reduse decît în cazul motorului cu răcire obişnuită.

Pe baza acestor date şi pe baza analizei relaţiilor (7) şi (15) se poate trage concluzia că randamentele efective ale motorului şi automobilului prevăzut cu sistem de răcire diferenţiată sînt mai ridicate decît cele obţinute la utilizarea sistemului de răcire obişnuit. De aici rezultă că economicitatea automobilului cu răcire diferenţiată este mai ridicată decît economicitatea automobilului cu răcire obişnuită.

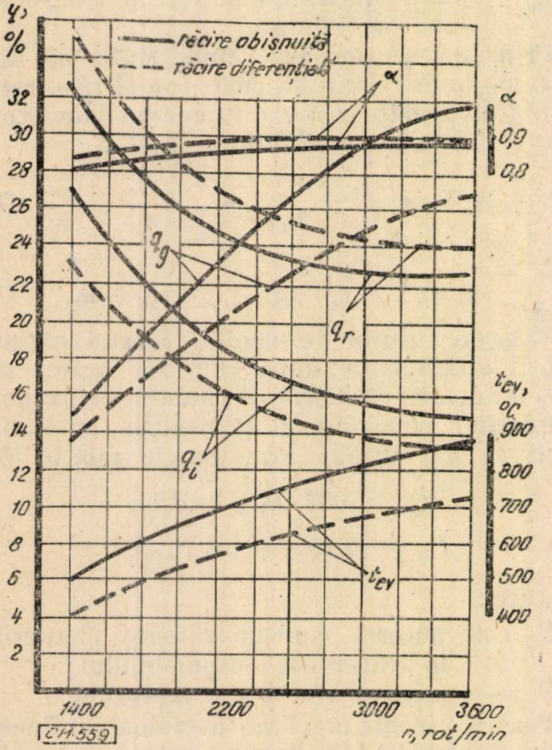


Fig. 1

Într-adevăr, consumul de combustibil al automobilului pentru 100 km parcurşi se poate determina cu ajutorul relaţiei :

$$Q = \frac{c_e \cdot P_e}{10\, \gamma_t \cdot V_a},\ \text{l/100 km}, \tag{16}$$

în care

c_e este consumul specific de combustibil al motorului, g/CPh ;

P_e — puterea efectivă a motorului, CP ;

γ_t — greutatea specifică a combustibilului, g/cm³ ;

V_a — viteza automobilului, km/h.

Ţinînd seamă că :

$$P = \frac{P_R}{\eta_{tr}},\ \text{CP}, \tag{17}$$

se obţine :

$$Q = \frac{c_e \cdot P_R}{10\, V_a \cdot \gamma_t \cdot \eta_{tr}}, \tag{18}$$

unde :

P_R este puterea transmisă la roţile automobilului care se utilizează la deplasarea lui ;

η_{tr} — randamentul mecanic al transmisiei automobilului.

La un regim constant de deplasare pe drum orizontal ($\alpha = 0$, V_a = const.), puterea transmisă la roţile automobilului se utilizează la învingerea rezistenţelor de rulare P_r şi la învingerea rezistenţei aerului P_r :

$$P_R = P_r + P_a. \tag{19}$$

Puterea necesară învingerii rezistenţelor la rulare poate fi determinată cu ajutorul relaţiei :

$$P_r = f\, G_a \frac{V_a}{270},\ \text{CP}, \tag{20}$$

în care :

f este coeficientul de rezistenţă la rulare ;

G_a — greutatea totală a automobilului, kgf.

Puterea necesară învingerii rezistenţei aerului poate fi determinată cu ajutorul expresiei :

$$P_a = KF \frac{V_a^3}{3500},\ \text{CP}, \tag{21}$$

în care :

KF este factorul aerodinamic al automobilului, kgs²/m².

Prin urmare :

$$P_R = \frac{f\, G_a \cdot V_a}{270} + \frac{KF \cdot V_a^3}{3500},\ \text{CP}. \tag{22}$$

Înlocuind această expresie în relaţia (18), se obţine :

$$Q = \left(f\, G_a + \frac{KF \cdot V_a^2}{3{,}6^2}\right) \frac{c_e}{2700\, \gamma_t \cdot \eta_{tr}},\ \text{l/100 km}. \tag{23}$$

Dacă în această expresie se înlocuieşte :

$$c_e = \frac{632}{h_u \cdot \eta_e}\ \text{şi}\ \eta_{tr} = \frac{\eta_a}{\eta_e},$$

(23,a)

rezultă :

$$Q = \left(f\, G_a + \frac{KF \cdot V_a^2}{3{,}6^2}\right) \frac{632}{2700\, h_u \cdot \gamma_t \cdot \eta_a},\ \text{l/100 km}. \tag{24}$$

Pentru automobilele cu motoare cu aprindere prin scînteie se poate adopta :

$$h_u = 10\,550,\ \text{kcal/kg} ;$$

$$\gamma_t = 0{,}745,\ \text{g/cm}^3,$$

şi atunci, în ultimă instanţă :

$$Q = \frac{3 \cdot 10^{-5}}{\eta_a}\left(f\, G_a + \frac{KF \cdot V_a^2}{13}\right) \text{l/100 km}. \tag{25}$$

Analizînd această expresie se poate vedea că ridicarea randamentului efectiv al automobilului determină o îmbunătățire a economicității acestuia și prin urmare, în cazul unei răciri diferențiate a motorului, economicitatea automobilului va fi mai ridicată decît atunci cînd motorul este prevăzut cu un sistem de răcire obișnuit.

Pentru a scoate în evidență mai bine pierderile de căldură la deplasarea automobilului cu viteze diferite și pentru a determina economicitatea lui limită se poate proceda după cum urmează.

Se presupune că un automobil real, de o anumită construcție cu o greutate stabilită, cu o rezistență aerodinamică și pierderi mecanice în transmisie de asemenea cunoscute, are un motor teoretic cu pierderi energetice minime, în conformitate cu al doilea principiu al termodinamicii.

În acest caz, puterea motorului necesară unei deplasări uniforme a automobilului pe un drum orizontal ($\alpha = 0$, $V_a = \text{const.}$) poate fi determinată cu ajutorul relației:

$$P_m = P_{tr} + P_r + P_a, \qquad (26)$$

în care:

P_{tr} este puterea necesară pentru învingerea frecărilor din transmisia automobilului;

P_r — puterea necesară pentru învingerea rezistențelor la rulare;

P_a — puterea necesară pentru învingerea rezistenței aerului.

Înlocuind valorile fiecărei componente în expresia (26), se obține:

$$P_m = (1 - \eta_{tr})\, P_e + f\, G_a \frac{V_a}{270} + KF \frac{V_a^3}{3500}, \text{ CP.} \qquad (27)$$

Dacă pentru autocamionul SR-131 ($G_a = 5\,700$ kg; $KF = 0{,}19$ kg $\cdot$ s^2/m^2; $\eta_{tr} = 0{,}85$) se adoptă $f = 0{,}02$, iar puterea efectivă P_e se ia din caracteristica externă, corespunzător turațiilor considerate, se poate determina puterea motorului P_m necesară deplasării automobilului cu viteze diferite conform relației (27).

Cu ajutorul valorilor obținute din expresia (27) se determină presiunile medii care, împreună cu datele calculului termodinamic și cu cele obținute la încercarea pe banc a motorului și încercarea pe drum a automobilului, servesc la construirea caracteristicilor economice ale automobilului corespunzătoare condițiilor de echipare. Cu ajutorul acestora este posibil să se aprecieze în ce grad economicitatea automobilului studiat se apropie de economicitatea limită posibilă, obținută la utilizarea motorului teoretic pe un automobil real.

În figura 2 se prezintă caracteristicile economice obținute la încercarea pe drum a autocamionului SR-131 echipat cu sistem de răcire obișnuit și diferențiat (curbele *3*), caracteristica economică a autocamionului SR-131 echipat cu motor teoretic (curba *1*), și caracteristicile economice ale aceluiași autocamion, construite cu ajutorul consumurilor specifice economice obținute la încercarea pe banc a motorului echipat cu sistem de răcire obișnuit și diferențiat (curbele *2*), care determină consumurile de combustibil minime, real posibile, pentru fiecare kilometru de drum parcurs.

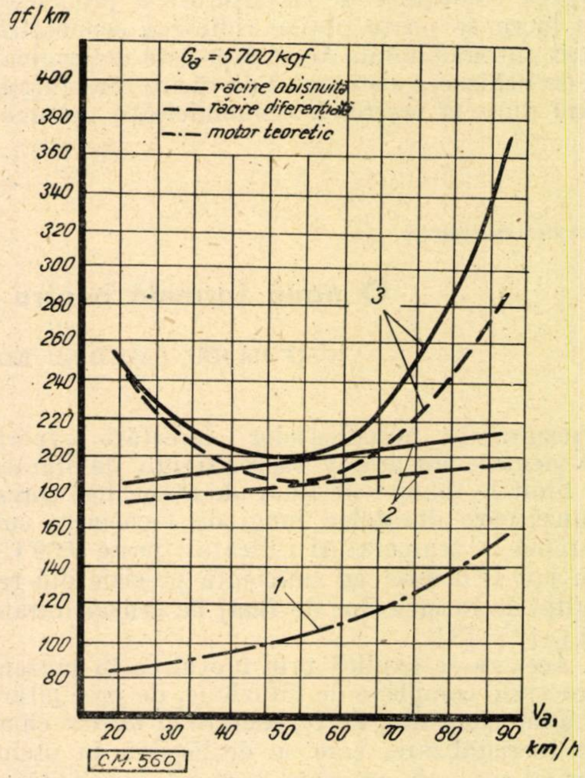


Fig. 2

Din analiza acestor caracteristici se observă că în intervalul vitezelor de la 45 pînă la 65 km/h, atît la răcirea diferențiată, cît și la cea obișnuită, consumurile de combustibil obținute la încercările pe drum ale autocamionului sînt foarte apropiate de cele economice, obținute cu ajutorul caracteristicilor de reglaj ale motorului. Aceasta permite să se tragă concluzia că, în intervalul de viteze indicat, carburatorul asigură alimentarea cea mai rațională pentru motor și că în acest caz regimul termic al motorului se apropie de cel optim.

Creșterea consumurilor pentru 1 km parcurs, la vitezele mari de deplasare, se datorește creșterii puterii necesare învingerii rezistențelor exterioare.

În domeniul vitezelor mici, consumurile motorului teoretic ca și cele economice minime, real posibile, scad datorită micșorării puterii necesare deplasării automobilului în asemenea condiții. Consumurile de combustibil determinate experimental la încercarea pe drum a automobilului cresc și în domeniul vitezelor mici. Aceasta se datorește scăderii temperaturii lichidului de răcire și dozării necorespunzătoare a cantității de combustibil de către carburator.

Scăderea consumurilor economice de combustibil la turații mici arată că prin îmbunătățirea condițiilor de desfășurare a proceselor de lucru se poate obține ridicarea economicității automobilului. Acest fapt este determinat și de utilizarea sistemului de răcire diferențiat, care duce la creșterea economicității automobilului în toate condițiile de exploatare și apropie caracteristica lui economică de cea a automobilului cu motor teoretic.

---

[1] *Briling, N.R.* Issledovanie rabocevo proțessa i teploperedaci v dvigatele. Moscova, GNTI, 1931. [2] *Lenin, I. M.* Teoria avtomobilnîh dvigatelei. Moscova, Mașghiz, 1958. [3] *Ciudakov, E. A.* Teoria avtomobilia. Moscova, Mașghiz, 1950. [4] *Untaru, M.* Posibilitatea ridicării economicității automobilului prin îmbunătățirea sistemului de răcire. In : Revista Transporturilor, nr. 3, 1964.

CZ 620.172.224.2 ; 621.791

O nouă formulă pentru determinarea alungirii la fluaj

IOSIF HAJDU, LADISLAU KOVATS, PETRE NICOLA, IOAN DOBRE

Rezultatele numeroaselor cercetări experimentale au arătat că rezistența de durată și limitele tehnice de fluaj ale oțelurilor, corespunzătoare duratelor lungi de menținere sub sarcină la temperaturi ridicate (peste 500°C), nu pot fi deduse cu suficientă precizie din rezultatele încercărilor de fluaj de scurtă durată [1], [2], [3].

Aceasta se explică prin faptul că în prezent procesele complexe de difuziune, de precipitare a unor elemente, de regenerare și uneori chiar de recristalizare, care se desfășoară în oțelul considerat sub acțiunea comună a solicitării, temperaturii și timpului, și care determină în esență comportarea la fluaj, nu sînt încă previzibile în măsură satisfăcătoare.

Din acest motiv, conform unor standarde de încercare ale oțelurilor la fluaj [4], [5], [6], extrapolarea rezultatelor experimentale nu este admisă decît pentru un interval de cel mult zece ori durata încercării efective, iar aceasta nu poate fi mai mică decît 500 ore.

Cu toate acestea, în multe lucrări [3], [7] se arată că trebuie continuate cercetările în vederea stabilirii unei metode de încercare la fluaj de scurtă durată a oțelurilor, care să furnizeze pentru proiectanți caracteristici de rezistență comparabile — din punct de vedere al siguranței în funcționare — cu cele obținute din încercări de lungă durată.

În legătură cu această problemă, în prezenta lucrare se examinează posibilitatea determinării pe o cale simplă, dar cu o aproximație suficient de bună, a alungirii specifice la fluaj a unui oțel moale, corespunzătoare unei durate de încărcare de 500 ore, pe baza rezultatelor unor încercări de fluaj de 50 ore.

Pentru oțeluri carbon sau slab aliate, la temperaturi sub 500°C și eforturi unitare relativ reduse, curbele de fluaj au forma schematizată din figura 1, pe care se disting cele trei faze cunoscute [8]. Încercările de scurtă durată se situează de obicei în prima fază AB, în care viteza de fluaj — proporțională cu panta curbei — descrește continuu. În această fază se consideră că dintre cele două procese globale de sens contrar, care se desfășoară în cursul fluajului — întărirea și regenerarea — cel de întărire este preponderent.

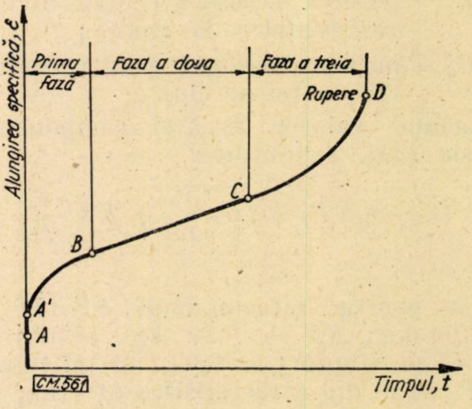


Fig. 1

Cuprinderea legilor fizice care guvernează procesul de fluaj într-o relație de calcul fiind o problemă dificilă, deoarece ar trebui să exprime abaterile datorite modificărilor în timp ale unor proprietăți și ale structurii metalului, rezultă că exprimarea desfășurării în timp a fluajului într-o formulă simplă și unitară nu se poate face decît în mod aproximativ.

Pentru variația în timp a alungirii specifice au fost stabilite numeroase formule empirice [9]. Ele nu cuprind decît una sau cel mult două faze ale curbei de fluaj. Dintre acestea cele mai simple și mai frecvent utilizate sînt următoarele :

$$\varepsilon = Be^{\alpha t} \cdot t^{1/3} + e^{\alpha t} - 1; \quad (1) \text{ (E. N. Andrade)}$$

$$\varepsilon = A + Bt^{1/3} + Ct, \quad (2) \text{ (A. H. Cottrell)}$$

unde :

ε — este alungirea specifică ;
t — timpul în ore ;
A, B, C, α — constante ce se determină din măsurările experimentale.

Pentru alungiri specifice mici — de ordinul celor admise în construcţia de maşini — formula lui E. N. Andrade se poate aduce la forma simplificată :

$$\varepsilon = Bt^{1/3} + \alpha t. \tag{1'}$$

În această formulă, ε reprezintă numai alungirea specifică datorită fluajului. Formula (1') fiind simplă, pînă nu demult a fost preferată la interpolarea şi extrapolarea rezultatelor experimentale. Într-o serie de lucrări s-au evidenţiat însemnate lipsuri ale formulei (1'). Astfel, P. Taubert [10] arată că valoarea exponentului variabilei t din primul termen nu este o constantă egală cu 1/3, ci variază cu timpul, descrescînd treptat de la 1/3 la zero, pe măsura creşterii lui t. Înlocuirea constantei 1/3 cu o funcţie de timp duce în schimb la complicarea considerabilă a calculelor practice. Constatări similare au fost făcute şi în lucrarea noastră anterioară [11]. Pentru curbele de fluaj experimentale considerate s-au obţinut valori ale exponentului variabilei t cuprinse între limitele $-5{,}83 \ldots 0{,}743$, adică mult diferite de $1/3 = 0{,}33$. De asemenea s-a dovedit că valoarea exponentului, respectiv şi valorile constantelor B şi α, depind în mare măsură de intervalul de timp la care s-a raportat calculul.

Relaţia (1') mai are neajunsul că determinarea alungirii specifice datorită fluajului necesită scăderea din deformaţia totală a componentei elastice şi a celei plastice, ce se produc instantaneu cu încărcarea, a căror evaluare este deseori dificilă sau însoţită de erori mari.

Acest dezavantaj se elimină în cazul folosirii formulei date de A. H. Cottrell, care pe lîngă termenii formulei (1') conţine o constantă în plus.

Deoarece nici rezultatele calculelor de extrapolare a alungirii specifice efectuate cu ajutorul formulei lui Cottrell nu au dat rezultate corespunzătoare — în cazul oţelului OLK1 examinat — cu valorile experimentale, au fost examinate o serie de formule date în lucrarea [12], dintre care cea mai indicată s-a găsit formula relativ simplă :

$$\varepsilon = at^n + c, \tag{3}$$

unde a, c, n sînt constantele ce trebuie determinate din datele experimentale.

Formula (3) este diferită de formulele cunoscute în literatura de specialitate pentru exprimarea analitică a curbelor de fluaj [9], [13], [14].

Alegerea formulei (3) s-a făcut pe considerentul că luînd pentru variabila t valori crescătoare în progresie geometrică, diferenţele $\Delta \log \Delta(\varepsilon)$, corespunzătoare curbelor de fluaj experimentale examinate, au rezultat aproximativ egale şi, ca urmare, prin aplicarea metodei diferenţelor finite, constantele formulei respective s-au putut determina relativ simplu, pe cale grafică.

Toate încercările au fost efectuate pe epruvete prelevate dintr-o tablă de oţel OLK1 (STAS 2883-55) cu grosimea 16 mm, avînd următoarea compoziţie chimică : 0,15% C, 0,38% Mn, 0,025% S, 0,029% P, 0,25% Cu, Si urme.

Încercarea la tracţiune la temperatura normală s-a executat conform STAS 200-61 pe epruvete cu $d = 10$ mm, obţinîndu-se următoarele valori medii (a trei încercări) : $\sigma_r = 39{,}5$ kgf/mm², $\sigma_c = 25$ kgf/mm², $\delta_5 = 38\%$, $z = 74\%$.

Încercarea de rezilienţă la temperatura normală efectuată conform STAS 1400-59 pe epruvete de tip Mesnager a furnizat următoarele valori ale rezilienţei (media a cîte 5 încercări) :

$\mathrm{KCU}_{30}/2 = 12{,}2$ kgfm/cm² pentru epruvete în stare de livrare ;
$\mathrm{KCU}_{30}/2 = 3{,}2$ kgfm/cm² pentru epruvete în stare de îmbătrînire artificială, obţinută printr-o alungire prealabilă de 10% şi menţinere timp de 2 ore la 250°C.

Rezultatele dovedesc că oţelul examinat prezintă o susceptibilitate ridicată la îmbătrînire.

Încercarea la tracţiune la $T = 350°$, $400°$ şi $450°$C s-a efectuat cu scopul alegerii mai judicioase a încărcărilor pentru încercările de fluaj. Încercările au fost executate conform STAS 6638-62 cu o viteză de încărcare constantă $v_\sigma = 10^{-1}$ kgf/mm². s, pe epruvete de forma şi dimensiunile din figura 2, la o instalaţie specială — descrisă în lucrarea [15] — la care diagramele $\sigma - \varepsilon$ se obţin prin înregistrare fotografică. Din diagramele obţinute au fost determinate următoarele valori ale limitei de curgere tehnică (media a cîte două încercări) :

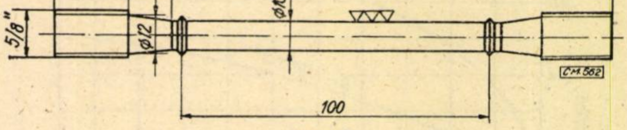


Fig. 2

$$\sigma_{0,2}^{350} = 15{,}3 \text{ kgf/mm}^2; \quad \sigma_{0,2}^{400} = 14{,}5 \text{ kgf/mm}^2;$$
$$\sigma_{0,2}^{450} = 13{,}4 \text{ kgf/mm}^2.$$

Încercarea de fluaj la $T = 350°$, $400°$ şi $450°C$ a fost executată pe epruvete similare cu cele din figura 2, la maşina de fluaj a instalaţiei menţionate mai sus.

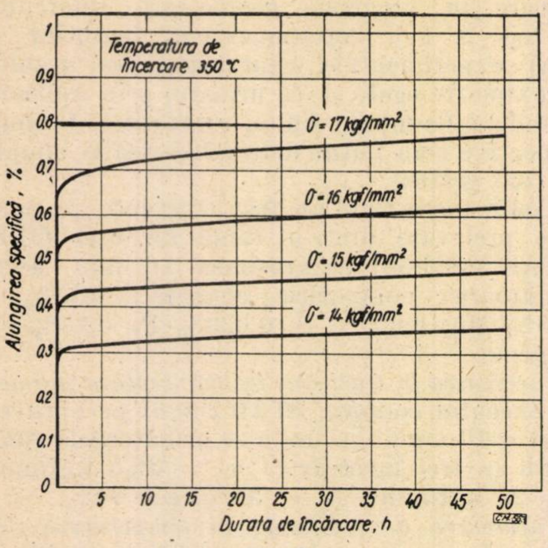


Fig. 3

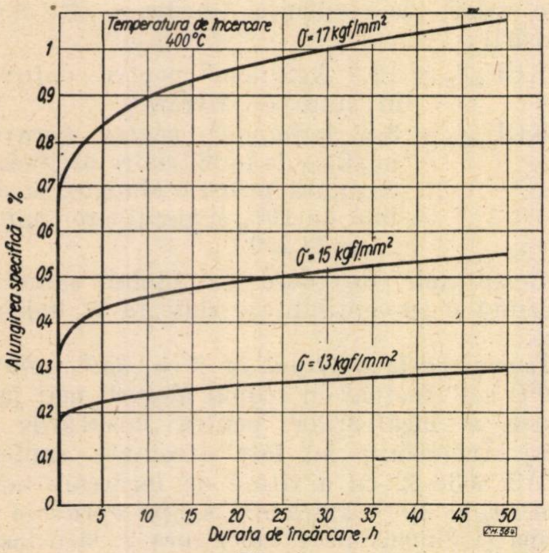


Fig. 4

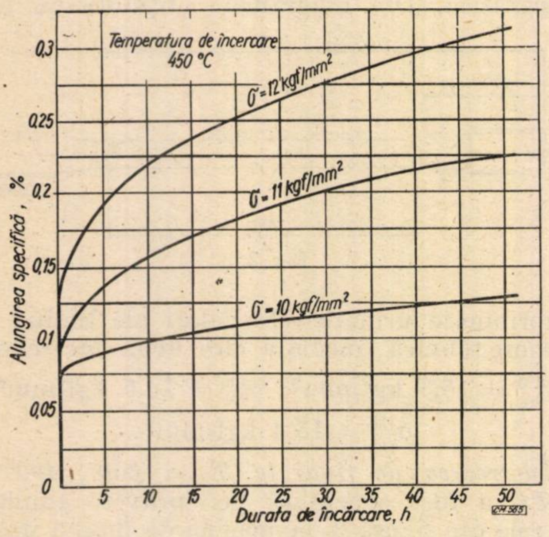


Fig. 5

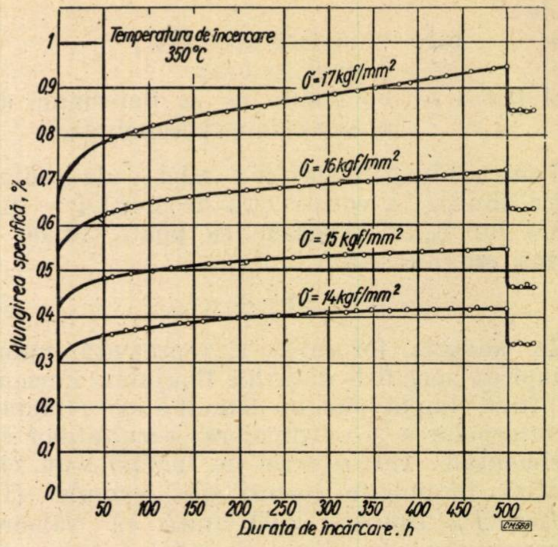


Fig. 6

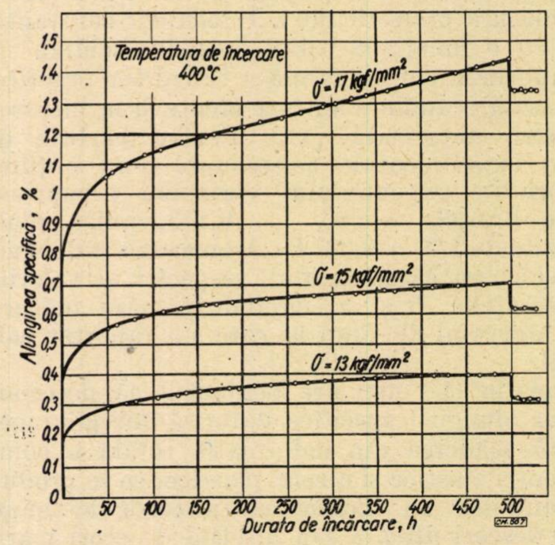


Fig. 7

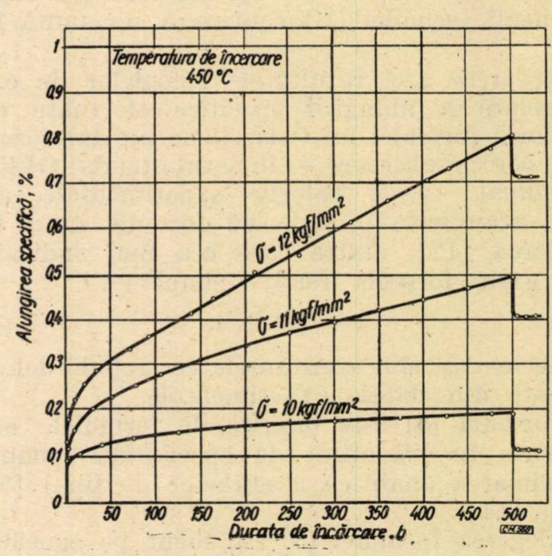


Fig. 8

În intervalul de timp $t = 0-50$ ore, curbele de fluaj au fost înregistrate fotografic, cu o amplificare optică de 200 : 1, iar pentru intervalul 50–500 ore, curbele de fluaj s-au construit prin puncte, pe baza deformaţiilor măsurate intermitent la extensometrul optic.

În figurile 3, 4 şi 5 s-au reprezentat curbele de fluaj $\varepsilon = \varepsilon(t)$ trasate pe baza celor înregistrate fotografic în intervalul $t = 0-50$ ore, corespunzătoare încărcărilor indicate şi temperaturilor de încercare menţionate.

În figurile 6, 7 şi 8, curbele de fluaj corespunzătoare duratei $t = 500$ ore au fost construite pentru intervalul 0–50 ore după cele din figurile 3–5, iar pentru $t = 50-500$ ore, pe baza citirilor efectuate la extensometru.

Curbele de fluaj obţinute arată că durata primei faze a fluajului creşte cu micşorarea solicitării, iar raportul dintre deformaţia propriu-zisă de fluaj şi cea cvasiinstantanee produsă în cursul aplicării încărcării creşte cu creşterea temperaturii.

Determinarea constantelor formulei propuse şi a celor din formula Cottrell, pe baza curbelor de fluaj obţinute în intervalul 0–50 ore. Pentru ilustrarea metodei determinării constantelor formulei $\varepsilon = at^n + c$ se consideră curba de fluaj obţinută la $T = 350°C$ din figura 3, aferentă încărcării $\sigma = 17$ kgf/mm². Pe baza alungirilor specifice ε citite pe curba considerată, pentru un şir de valori ale variabilei t în progresie geometrică (cu raţia $r = 2$) s-au calculat mărimile trecute în tabela 1.

În continuare, pentru determinarea celorlalte două constante (a şi c) ale ecuaţiei (3), s-au calculat valorile $t^{0,380}$ corespunzătoare valorilor t din prima coloană a tabelei 1. Pe baza perechilor de valori $t^{0,380}$ şi ε, în figura 10 s-a trasat o dreaptă a cărei pantă, respectiv ordonată a punctului de intersecţie cu axa ordonatelor determină cele două constante căutate :

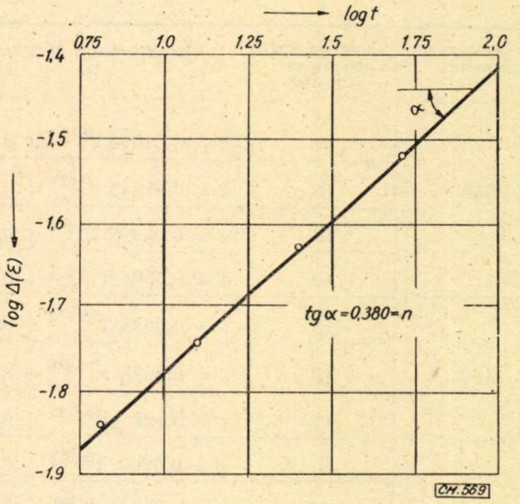


Fig. 9

$$\text{tg } \beta = 0{,}0301 = a,$$

respectiv

$$c = 0{,}647.$$

Tabela 1

Timpul t în ore	log t	ε, %	$\Delta(\varepsilon)$, %	log $\Delta(\varepsilon)$	Δlog $\Delta(\varepsilon)$	Δ^2 log $\Delta(\varepsilon)$
3,125	0,49485	0,6935	–	–	–	–
6,25	0,79414	0,7080	0,0145	$\bar{2},16137 = -1,83873$	–	–
12,5	1,09691	0,7260	0,0180	$\bar{2},25527 = -1,74473$	0,09400	–
25,0	1,39794	0,7495	0,0235	$\bar{2},37107 = -1,62893$	0,11580	0,02180
50,0	1,69897	0,7800	0,0305	$\bar{2},48430 = -1,51570$	0,11323	−0,00257

Constatînd că diferenţele $\Delta^2 \log \Delta(\varepsilon)$ sînt neglijabile în raport cu $\log \Delta(\varepsilon)$, pe baza perechilor de valori log t şi $\log \Delta(\varepsilon)$ din tabela 1, în figura 9 s-a trasat o dreaptă a cărei pantă ($\text{tg } \alpha = 0{,}380$) este egală cu valoarea exponentului n al ecuaţiei căutate. Într-adevăr din formula (3), pentru $t_1 = t \, . \, r$ rezultă succesiv :

$$\varepsilon + \Delta(\varepsilon) = a\,(rt)^n + c;$$

$$\Delta(\varepsilon) = at^n(r^n - 1) = t^n a\,(r^n - 1);$$

$$\log \Delta(\varepsilon) = n \log t + \log a\,(r^n - 1);$$

$$\Delta \log \Delta(\varepsilon) = n\,[\log(t + \Delta t) - \log t],$$

de unde :

$$n = \frac{\Delta \log \Delta(\varepsilon)}{\log(t + \Delta t) - \log t} = \text{tg}\alpha. \qquad (4)$$

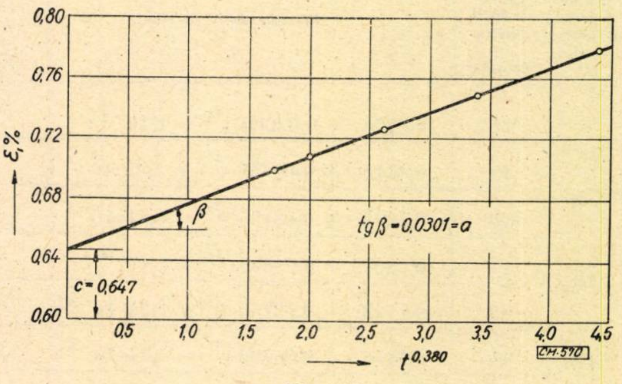


Fig. 10

Astfel pentru curba de fluaj considerată, cuprinsă în intervalul de timp $t = 0-50$ ore, a rezultat ecuaţia :

$$\varepsilon = 0{,}0301\, t^{0{,}380} + 0{,}647. \qquad (5)$$

Ecuațiile celorlalte nouă curbe de fluaj din figurile 3, 4 și 5 au fost stabilite în mod analog; ele sînt redate în tabela 2

Tabela 2

Temperatura de încercare, °C	Curba de fluaj pentru σ, kgf/mm²	Ecuația curbei de fluaj, %
350	14	$\varepsilon = 0{,}01295\ t^{0.403} + 0{,}295$
	15	$\varepsilon = 0{,}01245\ t^{0.428} + 0{,}413$
	16	$\varepsilon = 0{,}01928\ t^{0.406} + 0{,}526$
	17	$\varepsilon = 0{,}0301\ t^{0.3801} + 0{,}647$
400	13	$\varepsilon = 0{,}0655\ t^{0.2312} + 0{,}128$
	15	$\varepsilon = 0{,}1628\ t^{0.1816} + 0{,}211$
	17	$\varepsilon = 0{,}198\ t^{0.2743} + 0{,}545$
450	10	$\varepsilon = 0{,}0203\ t^{0.320} + 0{,}057$
	11	$\varepsilon = 0{,}0321\ t^{0.396} + 0{,}077$
	12	$\varepsilon = 0{,}0412\ t^{0.410} + 0{,}111$

În scopul comparării rezultatelor calculelor de extrapolare — de la punctul 5 — efectuate pe baza ecuațiilor din tabela 2 cu cele obținute din formula $\varepsilon = A + Bt^{1/3} + Ct$ a lui Cottrell, au fost determinate constantele A, B și C corespunzătoare acelorași curbe de fluaj din figurile 3, 4 și 5. Determinarea s-a făcut rezolvînd — pentru fiecare curbă de fluaj — cîte un sistem de trei ecuații, format pentru următoarele valori ale variabilei t: 12,5; 25 și 50 ore. Pentru cele zece curbe au fost stabilite ecuațiile cuprinse în tabela 3.

Tabela 3

Temperatura de încercare, °C	Curba de fluaj pentru σ, kgf/mm²	Ecuația curbei de fluaj, %
350	14	$0{,}2778 + 0{,}02280\ t^{1/3} - 1.10^{-4}\ t$
	15	$0{,}4115 + 0{,}01455\ t^{1/3} + 2{,}97 \cdot 10^{-4}\ t$
	16	$0{,}5042 + 0{,}03195\ t^{1/3} - 6{,}41 \cdot 10^{-5}\ t$
	17	$0{,}6390 + 0{,}03695\ t^{1/3} + 1 \cdot 10^{-4}\ t$
400	13	$0{,}1713 + 0{,}03130\ t^{1/3} + 1{,}28 \cdot 10^{-4}\ t$
	15	$0{,}3158 + 0{,}06600\ t^{1/3} - 2{,}24 \cdot 10^{-4}\ t$
	17	$0{,}6650 + 0{,}10940\ t^{1/3} - 8 \cdot 10^{-5}\ t$
450	10	$0{,}04851 + 0{,}0233\ t^{1/3} - 1{,}087 \cdot 10^{-4}\ t$
	11	$0{,}0639 + 0{,}0428\ t^{1/3} + 8{,}05 \cdot 10^{-5}\ t$
	12	$0{,}1026 + 0{,}0537\ t^{1/3} + 2{,}08 \cdot 10^{-4}\ t$

Determinarea prin extrapolare a alungirilor la fluaj pentru durata de încărcare de 500 ore pe baza ecuațiilor stabilite și compararea lor cu valorile experimentale. Pentru examinarea posibilității utilizării ecuațiilor stabilite, la extrapolarea rezultatelor încercărilor de fluaj de scurtă durată, s-au calculat alungirile specifice corespunzătoare duratei de încărcare $t = 500$ ore cu ajutorul ecuațiilor din tabelele 2 și 3.

Valorile citite de pe curbele de fluaj experimentale împreună cu cele determinate prin calcul, cum și abaterile procentuale față de valorile experimentale, sînt concentrate în tabela 4

Tabela 4

Temperatura de încercare, °C	Curba de fluaj pentru σ, kgf/mm²	Alungirea specifică la t = 500 ore				
		experimentală	calculată cu formula nouă	abatere, %	calculată cu formula Cottrell	abatere, %
350	14	0,4200	0,4534	−7,9	0,4084	2,9
	15	0,5500	0,5898	−7,2	0,6755	−22
	16	0,7250	0,7664	−5,6	0,7252	≃0
	17	0,9480	0,9632	−1,6	0,9820	−3,6
400	13	0,3960	0,4030	−1,8	0,4830	−18
	15	0,7045	0,7085	−0,57	0,7272	−3,2
	17	1,4420	1,4640	−1,5	1,4950	−3,7
450	10	0,1900	0,205	−7,9	0,1787	6,0
	11	0,4940	0,453	8,31	0,4079	17,4
	12	0,8060	0,644	20,1	0,6321	21,6

Rezultatele obținute arată că, în general, abaterile procentuale între alungirile specifice calculate cu ecuațiile stabilite pe baza noii formule alese și cele experimentale sînt mai mici decît cele corespunzătoare valorilor calculate cu ecuațiile de tip Cottrell.

Deoarece abaterile procentuale cuprinse între limitele $\pm$ 10% se consideră în asemenea cazuri admisibile [3], reiese că ecuațiile stabilite pe baza noii formule alese și a curbelor de fluaj examinate, în intervalul $t = 0-50$ ore, au dat — cu excepția unui singur caz — rezultate satisfăcătoare în calculele de extrapolare, pe o durată de 10 ori mai mare ($t = 500$ ore), a alungirilor de fluaj. Abatere inadmisibil de mare s-a obținut în cazul curbei de fluaj corespunzătoare temperaturii $T = 450$°C și încărcării $\sigma = 12$ kgf/mm², la care trecerea din prima fază de fluaj în cea de-a doua fază s-a făcut după circa 50 ore, adică după un timp relativ scurt.

Concluzii. Pentru exprimarea analitică a curbelor de fluaj de scurtă durată s-a ales formula simplă $\varepsilon = at^n + c$, diferită de cele indicate în literatura de specialitate.

Aplicînd ecuațiile stabilite pe baza noii formule și a unor curbe de fluaj experimentale obţinute pentru un oţel OLK1 la temperaturi sub 500°C, la calculul de extrapolare a alungirilor de fluaj, pentru o durată de încărcare de 500 ore, au rezultat, în general, valori mai apropiate de cele experimentale decît în cazul aplicării ecuaţiilor determinate pe baza formulei cunoscute a lui Cottrell.

Noua formulă nu dă rezultate satisfăcătoare în calculele de extrapolare a curbelor de fluaj, la care trecerea din prima fază de fluaj în cea de-a doua fază se face după un timp relativ scurt.

---

[1] *Thum, A.* 100.000-h- Zeitstandversuche bei 500°C an Stählen verschiedener Zusammensetzung. In : Archiv für das Eisenhüttenwesen 28, nr. 5/6, (1957), p. 325—339. [2] *Oding, I. A.* Osnovî procinosti metallov parovîh kotlov, turbin i turbogeneratorov. Moscova-Leningrad, Gosenergoizdat, 1949. [3] *Schinn, R.* Verhalten warmfester Stähle in Langzeit-Standversuch bei 500 bis 700°C. Teil VIII. Einige vorläufige Folgerungen. In : Archiv für das Eisenhüttenwesen 28, nr. 5/6, (1957), p. 317—332. [4] * * * STAS 6596-62. Încercarea de fluaj a oţelurilor la temperaturi ridicate, fără întreruperea încercării. [5] * * * ISO/TC 17. Projet de recommandation no. 292. Essai interrompu de fluage de l'acier à température élevée. [6] * * * DDR-Standard TGL 10975. Prüfung von Stahl. Nichtunterbrochener Kriechversuch bei erhöhten Temperaturen. [7] *Richard. K.* Verhalten warmfester Stähle im Zeitstandversuch bei 500 bis 700°C. Vorwort. In : Archiv für das Eisenhüttenwesen 28, nr. 5/6, (1957), p. 245—246. [8] *Malinin, N. N.* Zakonomernosti polzucesti, metallov i rascetî na polzucesti detalei maşin. In : Vestnik maşinostroenia, nr. 1, 1959, p. 6—14. [9] *Schaar, K.* Beitrag zur Analyse des Kriechvorgangs warmfester Legierungen. In : Archiv für das Eisenhüttenwesen 28, nr. 3, (1957), p. 145—152. [10] *Taubert, P.* Eine Kriechtheorie für Metalle unter Berücksichtigung von Verfestigung und Erholung. Berlin, Akademie Verlag, 1959. [11] *Hajdu, I., Kovats, L.* şi *Nicola, P.* Încercări comparative de fluaj de scurtă şi medie durată la un oţel cu conţinut redus de carbon. În : Studii şi cercetări ştiinţe tehnice, Academia R.P.R. Baza Timişoara, tom **IX**, nr. 3—4, 1962, p. 243 — 259. [12] *Rufener, E.* La mise en équation des résultats d'expériences. Paris, Dunod, 1951. [13] *Oding,I. A., Ivanova, V. S., Burduskii, V. V.* şi *Geminov, V. N.* Teoriia polzucesti i dlitelnoi procinosti metallov. Moscova, Metallurgizdat, 1959. [14] *Dorn, E. I.* Mechanical behaviour of materials at elevated temperatures. New York, Mc Graw-Hill, 1961. [15] *Hajdu, I.* şi *Tigănoiu, Al.* Determinarea limitei de curgere a unor oţeluri cu conţinut redus de carbon, în intervalul de temperatură 20...400°C prin metoda încărcării progresive. Bucureşti, IDT, 1962.

CZ 620.178.3.05 ; 621.791

Contribuţie la analiza erorilor privind determinarea rezistenţei la oboseală cu maşini de încovoiere rotativă

TIBERIU HERLESCU

La determinarea experimentală a valorii rezistenţei la oboseală a oţelurilor se stabileşte o cifră care are ca scop să definească comportarea în timp a oţelurilor supuse la solicitări variabile. Este un fapt cunoscut că rezultatele încercărilor de oboseală sînt afectate de dispersii mai mari decît cele ce se înregistrează la încercările statice [1].

Experienţa a arătat că la încercări paralele efectuate de diferite laboratoare asupra epruvetelor de oţel de acelaşi tip, aparţinînd aceleiaşi şarje şi aceluiaşi lot, la maşini de aceeaşi construcţie, se obţin atît valori diferite pentru τ_{ob} — determinate pentru un anumit tip de solicitări şi cu aceeaşi metodă de evaluare — cît şi zone de dispersie diferite. Aceste diferenţe arată că, pe lîngă caracteristicile proprii ale oţelului, valoarea rezistenţei la oboseală şi zona de dispersie sînt influenţate de parametri necercetaţi pînă în prezent [2]. Astfel se poate presupune că regimul diferit de funcţionare a maşinilor de încercat materiale este unul din parametrii care pot produce diferenţele semnalate. Normele, respectiv recomandările elaborate în diferite ţări pentru verificarea funcţionării maşinilor de încercare, au ca scop asigurarea unui regim de funcţionare egal, în limita unor toleranţe judicioase convenţionale pentru maşinile de acelaşi tip [3].

Necesitatea comparării rezultatelor obţinute la încercarea oţelurilor la oboseală în diferite laboratoare impune o formulare unitară a condiţiilor de funcţionare pentru maşinile de încercat. Limita de ± 2%, fixată de recomandările Comisiei pentru încercări de oboseală a Institutului internaţional de sudură [4], pentru eroarea ce poate interveni la determinarea forţei care acţionează asupra epruvetei în regim dinamic, corespunde scopurilor industriale. În cazul cercetărilor [5] pretenţioase este bine ca ea să tindă spre ± 1%.

În această situaţie este firească presupunerea că prevederile normelor de verificare nu cuprind toţi parametrii care influenţează regimul de funcţionare a maşinilor şi deci solicitările efective în epruvetă. Acest motiv a determinat cercetătorii să-şi concentreze atenţia în ultima vreme asupra examinării şi analizei funcţionării maşinilor de încercare la oboseală.

Pentru a aduce o contribuţie la elucidarea influenţei regimului de funcţionare a maşinilor de încercare asupra cifrelor de rezistenţă determinată cu ajutorul lor, pe baza unor constatări proprii făcute la folosirea unei baterii de maşini de încercare la oboseală prin încovoiere rotativă cu moment variabil, se examinează şi se analizează în acest articol, funcţionarea acestui tip de maşină, folosit în multe laboratoare de încercări. Maşina este reprezentată în figura 1 (e — epruvetă; G — greutate de încărcare; c — cap portrulment; T_1, T_2 — mărci electrotensometrice) şi are următoarele caracteristici: turaţia nominală, 1 500—3 000 rot/min; sarcina maximă, 60 kgf; diametrul epruvetelor, pînă la 16 mm; braţul momentului reglabil, 70—150 mm.

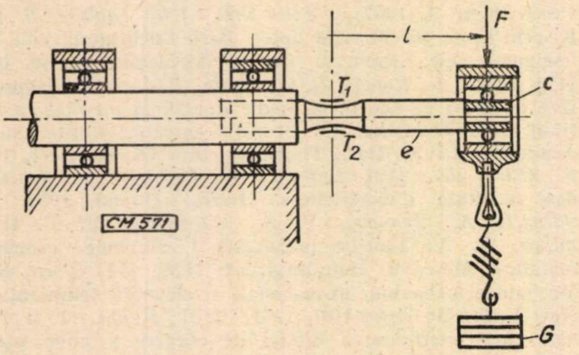


Fig. 1

Verificarea maşinii a fost efectuată în conformitate cu instrucţiunile nr. 122-61 DGMSI-OSM şi au fost examinate:

— orizontalitatea montării epruvetei;

— bătaia radială în dreptul punctului de aplicare a sarcinii;

— dispozitivul de producere a sarcinii;

— greutăţile dispozitivului de măsurare a sarcinii.

Pentru stabilirea diferenţei dintre solicitarea secţiunii periculoase a epruvetei, calculată în funcţie de încărcare, respectiv dimensiunile epruvetei, şi cea determinată experimental prin măsurări, s-a confecţionat un dinamometru cu mărci electrotensometrice. Ca element elastic s-a folosit o epruvetă de tip b STAS 5878-58 (fig. 2), la care s-a aplicat în secţiunea periculoasă o pereche de mărci rezistive [6], dispuse după două generatoare diametral opuse.

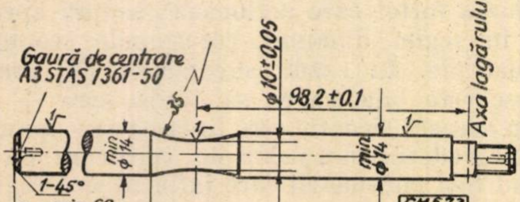


Fig. 2

Scopul urmărit a impus păstrarea distanţei secţiunea periculoasă — punctul de aplicare a forţei (axa lagărului) în interiorul toleranţei indicate. Ca urmare, epruveta a fost scobită la capătul de încărcare (fig. 3: încărcarea: a — în axul neutru; b — pe suprafaţă; c — prin cap portrulment) pînă la axa neutră, locul aplicării forţei fiind marcat printr-o crestătură fină. Lungimea braţului momentului încovoietor din secţiunea periculoasă s-a putut asigura astfel cu precizia prescrisă, forţa fiind aplicată prin intermediul unui cuţit de balanţă aşezat în crestătură.

Curba erorilor relative e_{nr} şi a abaterilor medii pătrate relative s_{nr}, calculate din cinci serii de determinări, sînt redate în figura 4a.

În decursul lucrărilor de etalonare s-a constatat că dacă epruveta-dinamometru a fost rotită cu 180° — figura 3,b — însă încărcată la periferie la aceeaşi distanţă l, atunci solicitările au fost mai mari pentru sarcini egale. *) Rezultatele sînt redate în figura 4,b.

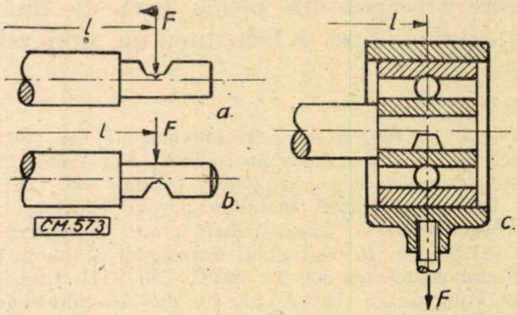


Fig. 3

Măsurările au fost executate cu o punte electrotensometrică tip 2353 cuplată cu un osciloscop tip 1535 B marca Orion. În figura 5 se redă schema-bloc a instalaţiei. Pentru înregistrări a fost întrebuinţat un aparat de filmare tip Fotorecorder [7].

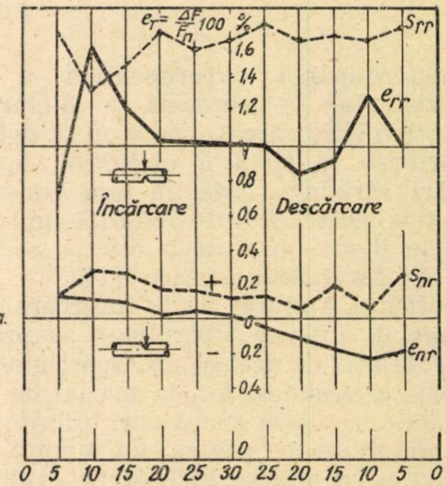


Fig. 4

Solicitarea statică a epruvetei — figura 2 — în secţiunea periculoasă se calculează cu relaţia cunoscută:

$$\sigma = \frac{32}{\pi} \cdot \frac{l}{D^3} \cdot F.$$

---

*) Analiza rezultatelor obţinute pe cale experimentală, în curs, urmează să ducă la elucidarea cauzelor.

Eroarea relativă posibilă este:

$$\frac{\Delta\sigma}{\sigma} = \frac{\Delta F}{F} + \frac{\Delta l}{l} + 3\cdot\frac{\Delta D}{D}\cdot \qquad (1)$$

Înlocuind toleranțele individuale, indicate în instrucțiunile pentru verificarea mașinilor de încercări mecanice speciale nr. 122/61 a Direcției generale de metrologie, standarde și invenții și admițînd verificarea dimensională a epruvetei cu o eroare de 0,2%, rezultă $\pm e_r\,\% = \frac{\Delta\sigma}{\sigma}\,100 = 0{,}2 + 0{,}1 + 3\cdot 0{,}2 = 0{,}9\%$.

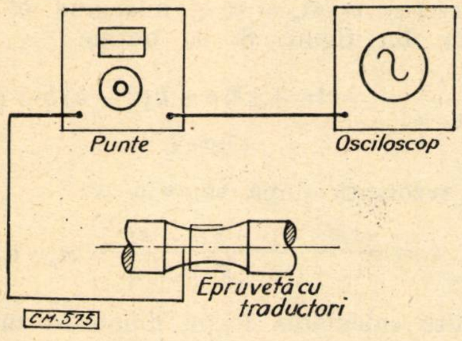


Fig. 5

Examinînd mai îndeaproape termenii din relația (1), rezultă următoarele:

— termenul $\Delta D/D$ depinde, pe lîngă precizia de prelucrare, și de precizia cu care se face controlul dimensional al epruvetei. În cazul neexecutării acestui control, prin admiterea dimensiunilor nominale eroarea relativă posibilă crește de la 0,6% la ± 1,8%;

— termenul $\Delta l/l$ este specific mașinii și formei epruvetei. Pentru localizarea rupturii se impune folosirea tipului de epruvetă de forma torică arătată, la care, în lipsa defectelor de material, distanța l definește univoc poziția secțiunii periculoase.

La prima vedere s-ar părea că eroarea Δl a brațului de pîrghie ar depinde numai de precizia de confecționare a epruvetei. În realitate însă, datorită încărcării epruvetei prin intermediul unui cap portrulment, figura 3, *c*, distanța l reală diferă sensibil de aceea teoretic admisă în formula de calcul. Controlul dimensional al capetelor portrulment disponibile a scos în evidență erori relative de $e_{rc} = \pm\,(0{,}1 - 0{,}2\%)$ pentru poziția punctului de aplicare a sarcinii. Controlul prin măsurări al brațului momentului s-a executat cu ajutorul epruvetei-dinamometru. În prima etapă, cu dinamometrul montat în mașină și încărcat prin dispozitivul de etalonare cu o sarcină F_n, puntea electrotensometrică a fost echilibrată. În etapa următoare s-a repetat încărcarea cu aceeași sarcină F_n, însă prin intermediul capului portrulment. Dezechilibrul indicat de puntea electrotensometrică a fost redus la zero prin modificarea sarcinii cu valoarea ΔF.

Eroarea relativă provocată de capul portrulment s-a calculat din raportul $e_{rc}\,\% = \frac{\Delta F}{F_n}\cdot 100$.

Această metodă de tarare prezentată este mai precisă decît încercarea de reechilibrare prin deplasarea capului portrulment. Eroarea, astfel determinată, poate fi corelată cu lungimea brațului de pîrghie prin expresia momentului. Cu diferite persoane, viteze de lucru și dispozitive ajutătoare au fost executate grupe de cîte trei montări urmate de măsurări. Rezultatele, redate în figura 6 (împrăștierea erorilor datorită montării repetate a capului portrulment: n — numărul de ordine a operației de montare; s_r — abaterea medie pătratică relativă, %; $s_{rr} = 0{,}9\%$; $s_{rn} = 0{,}1$, %), arată că, deși abaterea medie pătratică relativă s_{rr} a fost sub 0,9% [8], eroarea relativă provocată de ansamblul de încărcare, inclusiv montarea, poate atinge în unele cazuri valori de + 3%.

Astfel, rezultatele măsurărilor arată că, la o construcție dată a capetelor, apare o eroare considerabilă pentru lungimea brațului momentului în funcție de modul de aplicare a sarcinii care depășește, ca valoare, eroarea totală admisă în instrucțiuni.

În privința ultimului termen, care se referă la eroarea relativă de încărcare $\Delta F/F$, s-a constatat că etalonarea maselor cu precizia cerută de ± 0,2% corespunde din punct de vedere static pentru masa atîrnată de capul portrulment în stare de repaus. Se cere însă ca greutatea portrulmenților să fie riguros măsurată și, pentru a evita erori prin schimbarea diferitelor capete de același tip, dar de greutate diferită, greutatea lor în grame să fie marcată pe ele.

Trecînd la examinarea mașinii în funcțiune s-a verificat experimental și apoi teoretic măsura în care condițiile admise la baza principiului de funcționare a mașinii sînt respectate. Astfel, s-a controlat dacă momentul încovoietor produs de sarcina statică este fix în spațiu și dacă solicitarea care ia naștere în fibrele epruvetei este simetrică în timpul rotirii epruvetei.

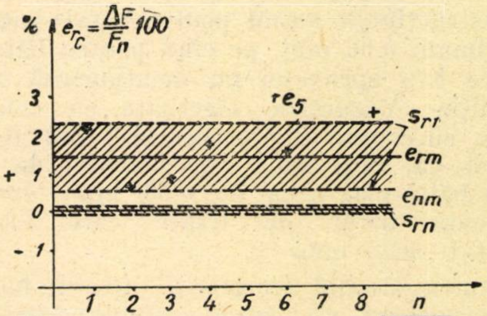


Fig. 6

În acest scop s-au înregistrat cu ajutorul instalaţiei sus arătate, la o epruvetă în rotaţie, solicitările ce apar în două fibre diametral opuse. Oscilogramele au arătat variaţii de solicitări în timpul rotirii epruvetei. La analiza oscilogramelor de tipul celei din figura 7 s-a constatat că amplitudinea solicitărilor nu rămîne constantă în timp şi că ele nu sînt permanent simetrice.

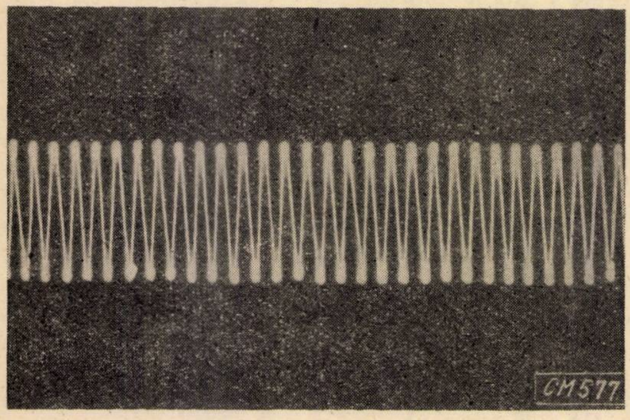


Fig. 7

Considerînd abaterile maselor, ale braţului momentului, ale dimensiunilor şi bătăilor epruvetei drept cauze primare ale impreciziei maşinilor de încercat la oboseală, iar celelalte surse de erori care pot surveni în exploatare drept cauze secundare, în prezenta notă se va analiza, dintre cauzele secundare, efectul perturbator al variaţiilor turaţiei şi al oscilaţiilor suspensiei arc-mase de încărcare.

Urmărind cauzele primare ale acestor variaţii, s-a constatat că ele sînt provocate de bătăile radiale e în dreptul punctului de aplicare a sarcinii, şi de bătăile b ce apar la fixarea epruvetei în dispozitivul de rotire (fig. 8).

Instrucţiunile admit pentru bătaia radială e maximum 0,06 mm, pe cînd pentru bătaia la fixare b a epruvetei nu menţionează nici o condiţie. Măsurările efectuate cu comparatoare cu cadran de precizie de 1/100 mm au arătat că, deşi axul dispozitivului de rotire avea bătăi mai mari de 0,03 mm, epruveta prezenta bătăi de fixare care atingeau $b = 0{,}1 - 0{,}15$ mm.

Pentru studiul teoretic al acestui fenomen s-a considerat că masele capului portrulment, inclusiv accesoriile solidare m_c, sînt concentrate în punctul de aplicare a sarcinii la distanţa l_n de locul înţepenirii, şi masa epruvetei m_e este concentrată în centrul ei de greutate la distanţa $k \cdot l_n/2$, unde factorul de corecţie k ţine seamă de diferenţa dintre forma epruvetei reale şi a celei cilindrice idealizate (fig. 8).

Notînd cu s săgeata produsă de forţele centrifuge F_c şi F_e şi cu c rigiditatea epruvetei, se poate calcula forţa dinamică suplimentară ΔF_b datorită bătăii. Într-adevăr, dacă se scrie relaţia de echilibru a momentelor forţelor centrifuge cu cea elastică în raport cu secţiunea de înţepenire :

$$c \cdot s = F_c + \frac{k}{2} F_e = m_c (e + s) \cdot \omega_e^2 + \frac{h}{2} m_e b' \cdot \omega_e^2.$$

Notînd raportul maselor (cap portrulment /epruvetă) $m_c/m_e = n$ şi înlocuind b' cu expresia din figura 8, se obţine :

$$4 \frac{c \cdot s}{m_e \cdot \omega_e^2} = (4\mathrm{n} + \mathrm{k}^2) e + k (2 - k) b + (4n + \\ + k^2) s,$$

care, rezolvată după săgeata s :

$$s = \frac{(4n + k^2) e + k (2 - k) b}{4c - (4n + k^2) m_e \cdot \omega_e^2} \cdot m_e \cdot \omega_e^2,$$

permite calcularea forţei dinamice suplimentare :

$$\Delta F_b = c \cdot s = \frac{(4n + k^2) e + k (2 - k) b}{4c - (4n + k^2) m_e \cdot \omega_e^2} \cdot c \cdot m_e \cdot \omega_e^2, \quad (2)$$

în ipoteza cea mai defavorabilă, cînd bătăile b şi e se află în acelaşi plan.

Expresia este valabilă numai pentru cele două fibre diametral opuse pentru care bătaia este maximă. Pe restul fibrelor, forţa dinamică suplimentară se repartizează după expresia $f_b = \Delta F_b \cdot \cos \alpha$, unde unghiul α, care defineşte poziţia, se socoteşte de la fibra bătăii maxime. Tradusă în solicitare, această forţă suplimentară se manifestă printr-un coeficient de asimetrie variabil după perimetrul secţiunii epruvetei şi maxim în dreptul fibrelor cu bătaia maximă.

Greutatea porţiunii, care iese din fixare, a epruvetelor a fost în medie $G_e = 180$ gf cînd factorul de corecţie se ridică la $k = 0{,}965$, raportul maselor fiind în jur de $n = 4{,}45$. Înlocuind aceste valori, precum şi cele măsurate pentru bătăi, rezultă pentru viteza de rotaţie de 2 860 rot/min o forţă dinamică suplimentară $\Delta F_b = \pm 0{,}58$ kgf, respectiv $\pm 0{,}12$ kgf pentru 1 380 rot/min. Pentru o sarcină mijlocie de încercare $F = 30$ kgf rezultă erori de bătaie $e_b = \pm 2\%$, respectiv $0{,}4\%$, la cele două

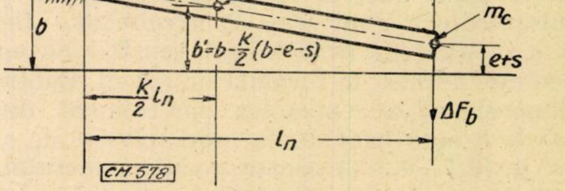


Fig. 8

viteze, valori care sînt în concordanță cu rezultatele obținute din prelucrarea oscilogramelor de tipul arătat în figura 7.

Valoarea erorii de bătaie justifică pe deplin preocuparea, pentru asigurarea montării centrice a epruvetei, constatată în literatura de specialitate [10]. Se relevă diferența considerabilă dintre cele două valori, datorită vitezelor diferite de rotație. Ținînd seamă de faptul că, la turații mari, erorile dinamice cresc simțitor, iar la turații mici crește considerabil durata de încercare, se verifică părerea generală că turația de 1 500 rot/min este cea mai potrivită pentru aceste încercări la oboseală.

Astfel, eroarea totală care poate interveni la determinarea solicitării reale din secțiunea periculoasă a tipului de epruvetă examinat la mașina descrisă mai sus este dată pentru cazul dinamic prin :

$$e_{tot} = (e_{rc} + e_r + e_b), \%,$$

cu mențiunea că la un cap de încărcare dat pentru e_{rc} se ia o valoare mijlocie și că mărimea lui e_b variază în funcție de poziția generatoarei față de punctul cu bătaia radială maximă, fiind stabilită o dată cu fixarea epruvetei, cu condiția vitezei de rotație constante. Cu datele menționate mai sus, eroarea totală mijlocie poate atinge valori maxime de 2,8%, respectiv 4,4%, în funcție de turație.

Prin urmare, mașinile de încercare la oboseală de tipul studiat, deși corespund condițiilor de verificare în vigoare, nu pot fi încadrate efectiv în categoria mașinilor de încercare cu erori relative de maximum $\pm 1\%$.

Regimul teoretic de funcționare a mașinilor de încercare la oboseală prin încovoiere rotativă poate fi perturbat și de cauze secundare, de exemplu mișcarea oscilatorie a resortului de suspensie împreună cu greutățile de încărcare și variația vitezei de rotație a motorului de acționare.

— Mișcarea oscilatorie a sistemului (resort-greutăți) cu un grad de libertate, apare cînd pulsația bătăilor ω_e a capului portrulment este într-un raport întreg cu pulsația ω_D a sistemului. Asemenea oscilații necontrolabile pot provoca foarte ușor erori apreciabile $\pm \Delta\sigma$ (fig. 9 : efectul oscilației resortului de suspensie *a* și al variației vitezei de rotație *b*). Pentru a le evita, trebuie verificată inegalitatea $\omega_e >> \omega_D$. Respectarea acestei inegalități la calculul resortului nu este permis să ducă la soluții cu prea multe spire, deoarece în asemenea cazuri resortul poate executa și alte oscilații necontrolabile.

— Variația vitezei de rotație a motorului de acționare, asincron în general, se datorește atît variației frecvenței rețelei, cît și oscilațiilor importante de tensiune în rețea [9] în cursul zilei. Influența variației vitezei de rotație este dezavantajoasă nu atît prin micșorarea turației, cît prin modificarea necontrolabilă a regimului de solicitare (fig. 9, *b*). În mod normal încercările durează peste 24 ore, astfel încît diferențele $\Delta\omega_c$ de 10 — 15% față de viteza de rotație nominală pot apărea în timpul încercării unei epruvete. Caracterul lor neregulat și distribuția lor neuniformă în timp pot avea ca urmare creșterea împrăștierii rezultatelor. Așa cum s-a arătat la analiza de mai sus, efectul bătăilor se manifestă sub forma unui coeficient de asimetrie care, din cauza schimbării turației, își modifică amplitudinea. Această modificare trebuie eliminată prin stabilizarea tensiunii de alimentare.

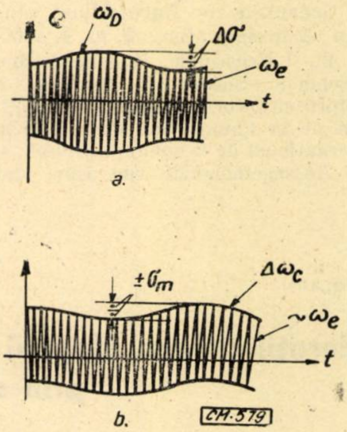


Fig. 9

În concluzie, mașinile de încercare la oboseală prin încovoiere rotativă trebuie să se înscrie, conform normelor de verificare valabile în Republica Socialistă România, în clasa 1 cu eroarea relativă maximă de $\pm$ 1%. Controlul riguros al regimului lor de funcționare a arătat că, în pofida faptului respectării întocmai a normelor de verificare, erorile relative pot depăși cu mult limita tolerată.

Analiza măsurărilor, inclusiv a înregistrărilor electrotensometrice, la tipul de mașină de încercare la oboseală prin încovoiere rotativă studiat cu epruvete STAS 5878-58 în consolă, a arătat că, la verificarea acestor mașini, se impune determinarea momentului efectiv care solicită epruveta. În acest sens trebuie controlată distanța dintre punctul de aplicare a sarcinii și secțiunea periculoasă a epruvetei. Se cere determinarea bătăilor maxime posibile și marcarea, respectiv tararea, tuturor pieselor care influențează la aplicarea greutăților, sarcina efectivă care acționează. Este, de asemenea, evident că perturbările provocate de cauze exterioare — variația tensiunii rețelei — trebuie evitate.

Nerespectarea tuturor condițiilor de verificare, inclusiv condițiilor suplimentare, are ca urmare modificarea regimului de încărcare sinusoidal admis drept caz de solicitare la încercările de oboseală. În caz contrar apar amplitudini periodic variabile specifice fiecărei construcții de mașină, care afectează atît valorile rezultatelor, cît și împrăștierea lor.

[1] *Nădășan, Șt.*, *Horovitz, B.*, *Bernath, Al.*, și *Safta, V.* Oboseala metalelor. București Editura tehnică, 1962. [2] *Oschatz, H.* Gedanken zur Entwicklung von Schwingprüfmaschinen. In : Materialprüfung **2**, nr. 4, 1960, p. 129—134. [3] *Ermlich, W.* și *Hengemühl, W.* Untersuchung von Werkstoff-Prüfmaschinen. Siebel, E., Ludwig, N. Handbuch der Werkstoffprüfung, vol. **1**. Berlin, Springer, 1958. [4] La résolution de la Commission des essais de fatigue de l'Institut international de la soudure. Zürich, 1955. [5] *Gassner, E.* Zur Aussagefähigkeit von Ein- und Mehrstufen-Schwingversuchen. In : Materialprüfung **2**, nr. 4, 1960, p. 121 — 125. [6] *Herlescu, T.* Contribuții la determinarea corecțiilor pentru măsurători electrotensometrice cu timbre pe epruvete în consolă cu secțiune constantă. Acad. R.P.R., Baza Timișoara. Studii și cercetări, științe tehnice **6**, nr. 1—2, 1959, p. 125. [7] *Herlescu, T.* O metodă pentru mărirea preciziei citirilor la măsurători dinamice cu timbre electrotensometrice. Acad. R.P.R., Baza Timișoara, Sesiune de comunicări 1963, Timișoara. [8] *Rațiu M.* și *Fîntînaru, N.* Considerații asupra preciziei dinamometrului cu mărci tensometrice. In : Metrologia aplicată **11**, nr. 9, 1964, p. 390—398. [9] *Siromiatnikov, I. A.* Regimurile de funcționare ale motoarelor asincrone. București, Ed. tehnică, 1952. [10] *Dadașev, B. B.* Despre avantajele centrării capătului de sarcină la epruvete în consolă pentru încercarea la oboseală. Traducere din : Zavodskaia Laboratoriia **18**, nr. 1, 1952, p. 97—99.

CZ 621.791.92 ; 621.3.014

Considerații asupra alegerii surselor de curent pentru procedeul de încărcare prin sudare cu electrod vibrator

ALEXANDRU IVANCENCO

Mărirea duratei de serviciu a mașinilor și mecanismelor este o problemă de prim ordin în economia națională. Una din posibilitățile de rezolvare a acestei probleme constă în restabilirea pieselor uzate și ridicarea rezistenței la uzură a pieselor ce se fabrică din nou, încărcîndu-le cu metale corespunzătoare prin sudare electrică cu arc. În cadrul încărcării pieselor prin sudare se folosesc diferite procedee.

În ultimii ani, în scopul amintit și mai ales pentru reparații, se introduce tot mai mult procedeul încărcării automate cu arc electric, cu electrod vibrator sub jet de lichid sau sub strat de flux, avînd denumirea de procedeu de încărcare cu arc vibrator (vibroarc) sau cu electrod vibrator.

Procedeul asigură obținerea straturilor subțiri, uniforme, cu o duritate ridicată, fiind folosit cu mult efect la restabilirea pieselor uzate de automobile, tractoare, mașini-unelte etc., unde uzura admisibilă a pieselor este de numai cîteva zecimi de milimetru sau pentru piese cu diametrul mic (sub 40—50 mm); procedeul se folosește cu succes pentru executarea pieselor bimetalice. Un important avantaj al procedeului este faptul că zona de influență termică ce se produce este redusă și sînt eliminate sau aproape eliminate deformațiile pieselor încărcate [2].

Experiența (U.R.S.S., C.S.R. etc.) arată că prețul de cost al refacerii pieselor cu acest procedeu variază între 13 și 60% din costul fabricației pieselor noi, fiind în orice caz economic și deci avantajos [1], [14], [15].

Figura 1 (*1*—mecanismul de avans al sîrmei ; *2* — vibrator ; *3* — ajutajul sîrmei ; *4* — instalația de dozare și alimentare cu lichid ; *5* — rezistența de șuntare ; *6* — regulator de curent (bobina de reacție, reglabilă cu ploturi) ; *7* — piesa) reprezintă schema electrică de principiu a procedeului de încărcare cu electrod vibrator (alimentare cu curent continuu). Piesa *7* se încarcă cu sîrmă-electrod ce trece prin ajutajul *3* vibrat de vibratorul *2* în tot timpul, fără întrerupere. În zona de sudare se trimite jetul de lichid de lucru prin conducta *4*.

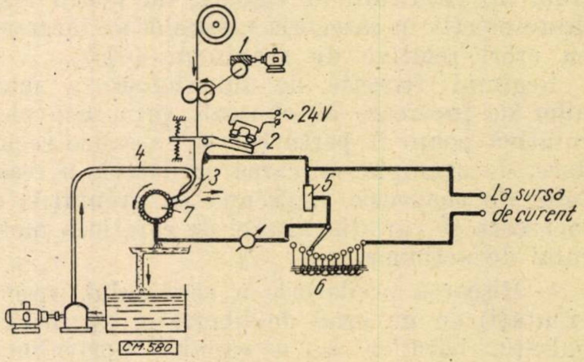


Fig. 1

Tendința de a obține o calitate superioară a stratului încărcat a dus la folosirea procedeului cu electrod vibrator sub strat de flux. Metalul ce se obține prin încărcare este de înaltă calitate, fără pori și fără fisuri, cu un conținut redus de gaze dăunătoare.

Particularitățile acestui procedeu determină necesitatea respectării mai stricte a parametrilor regimului de lucru.

Încărcările cu electrod vibrator se pot executa folosind curentul continuu, redresat și alternativ. Experimentările făcute cu curent combinat (alternativ și continuu) n-au dat rezultate bune din cauza instalației prea complicate [3].

Surse de curent alternativ. Sursele de curent alternativ sînt mai ieftine, mai uşoare şi mai simple în exploatare în comparaţie cu sursele de curent continuu. Totuşi, ele nu s-au răspîndit în cazul încărcării cu electrod vibrator, din cauza formării unor scurtcircuite ale electrodului pe piesă în momentele de scădere a tensiunii în reţea. În acest caz ar trebui ca tensiunea din reţea să fie foarte stabilă, ceea ce se rezolvă introducînd în circuitul de sudare un releu de stabilitate şi un stabilizator de tensiune care elimină influenţa variaţiei tensiunii reţelei pînă la ±10%.

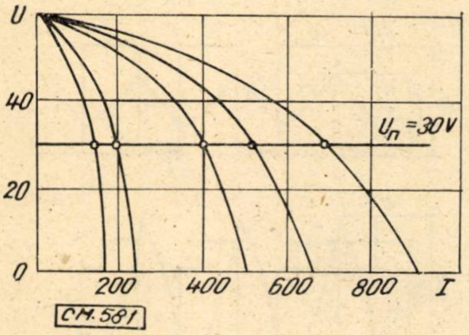


Fig. 2

Ca surse de curent alternativ se utilizează, de exemplu, în U.R.S.S. transformatoare de sudură de tip STE-24, STE-34, STN-500 şi altele [1], [3], [16]. De regulă, bobinajul lor secundar este divizat prin scoatere de prize din 2 în 2 V, pentru o tensiune între 14 şi 22 V.

În figura 2 este redată caracteristica exterioară a transformatorului tip STN-500 (U_n — tensiunea nominală de lucru a transformatorului), iar în figura 3 a transformatorului STE-24, pentru trei valori ale întrefierului miezului bobinei de reacţie tip RSTE-24, care serveşte pentru reglarea inductivităţii circuitului de lucru.

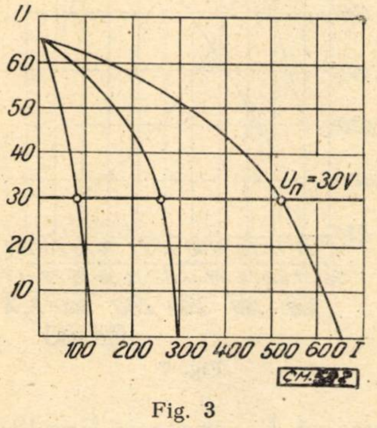


Fig. 3

Surse de curent continuu. Cercetările efectuate au arătat [3], [8], [9] că stabilitatea procesului de încărcare cu electrod vibrator depinde de inductivitatea circuitului de lucru. Acest fapt influenţează în mare măsură alegerea sursei de alimentare cu curent.

Valoarea insuficientă a inductivităţii duce la apariţia perioadelor de mers în gol în fiecare ciclu de vibraţie a electrodului. Oscilogramele din figura 4 (oscilogramele tensiunii *I* şi ale intensităţii de curent *II* în cazul încărcării cu : curent continuu (*a*), curent alternativ (*b*) şi curent combinat (*c*)) arată că în decursul unei perioade de vibraţie a electrodului apar : perioada de scurtcircuit *1*, perioada de descărcare electrică *2* şi perioada de mers în gol *3* [1]. În momentul întreruperii circuitului, la îndepărtarea electrodului de piesă, curentul micşorîndu-se, se induce tensiunea electromotoare de autoinducţie, care coincide ca direcţie şi sens cu tensiunea sursei de curent, mărind tensiunea între electrod şi piesă, ceea ce creează condiţii favorabile pentru amorsarea arcului. Distanţa între electrod şi piesă crescînd, curentul scade, iar descărcarea electrică dispare şi începe perioada de mers în gol. Dacă inductivitatea circuitului este prea mare, variaţia curentului este încetinită şi influenţează negativ autoreglarea, frînînd acest proces. Dezvoltarea anormală a procesului de autoreglare, în cazul unei inductivităţi mari, duce la amplificarea spaţiului arcului şi la deranjarea procesului de încărcare.

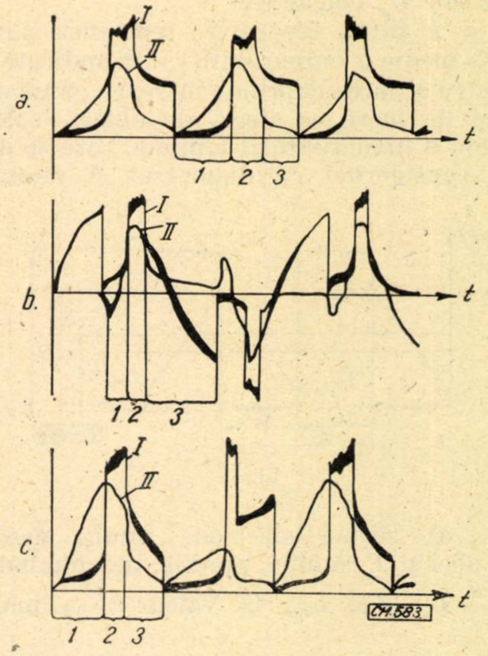


Fig. 4

Regimurile cele mai stabile de încărcare se obţin la valori medii ale tensiunilor (15—20 V), adică aproape la jumătate din tensiunea arcului U_a [3], [6].

În cazul folosirii schemei cu curent continuu sau cu curent redresat, inductivitatea circuitului trebuie să fie minimă însă suficient de mare pentru a preveni formarea perioadelor de mers în gol. Valoarea minimă a inductivităţii L a circuitului principal se determină punînd condiţia ca perioada mersului în gol (intervalul *3*, fig. 4) să fie egală cu zero.

Acceptînd în primă aproximaţie schema de variaţie a curentului şi a tensiunii din figura 5 [3], la care se consideră că tensiunea U_a între electrod şi piesă în perioada de ardere a arcului t_a rămîne constantă, iar în perioada de scurtcircuit t_k este egală cu zero, şi neglijînd rezistenţa ohmică a circuitului principal ($R = 0$), se obţine valoarea minimă a inductivităţii :

$$L_{min} = \frac{U^2 t_c}{2P \cdot U_a}(U_a - U), \tag{1}$$

unde :

$P = U.I$ este puterea medie consumată în arc la un U_a constant,

U şi I fiind, respectiv, tensiunea şi intensitatea medie a curentului (valori indicate).

Pentru a putea cuprinde întreaga gamă de regimuri de lucru se alege, de obicei, valoarea maximă a inductivităţii minime, care se determină considerînd că diametrul şi viteza de avans al sîrmei - electrod, rămîn neschimbate, deci şi P rămîne, practic, neschimbat, iar $U = \frac{2}{3} U_a$ [3]; L_{min} la valoarea sa maximă este :

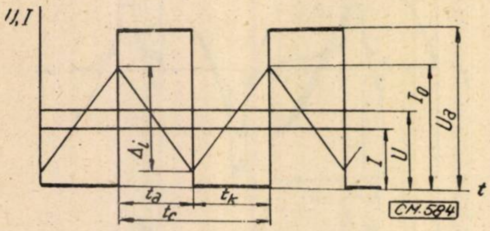


Fig. 5

$$L = \frac{2U_a^2 t_c}{27P}. \tag{2}$$

Întrucît U_a are o valoare destul de stabilă, de regulă în limite de 27—33 V, valoarea inductivităţii depinde, în primul rînd, de frecvenţa de vibraţie a electrodului şi de puterea P. Se recomandă ca valoarea lui L ce rezultă din calcul să fie mărită cu 50—100% [3].

După studiile apărute recent [7], pornind aproape de la aceleaşi consideraţii, schema curentului, conform figurii 6 (*a* — oscilograma tensiunii; *b* — oscilograma curentului), ţine seamă şi de rezistenţa ohmică a circuitului, stabilind valoarea minimă a inductivităţii (se exprimă perioada de mers în gol prin $t_0 = t_c - (t_k + t_a)$, iar $I_{min} = 0$ şi $U_0 = 0$); se ajunge la relaţia :

$$L_{min} = \frac{R}{\omega \ln\left[\frac{E}{E - RI_{max}}\left(1 + \frac{R \cdot I_{max}}{U_a - E}\right)\right]}, \tag{3}$$

unde $\frac{1}{\omega} = \frac{1}{t_c}$ reprezintă frecvenţa vibraţiilor electrodului; $I_{max} = 2 I_s$ — curentul ce se obţine la sfîrşitul perioadei de scurtcircuit; I_s — curentul de sudare; R — rezistenţa ohmică a circuitului în perioada de descărcare a arcului.

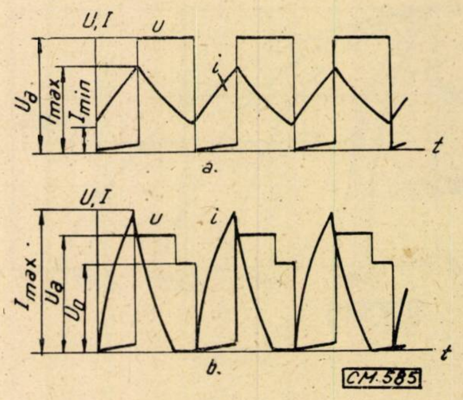


Fig. 6

Cu ajutorul relaţiei (3) s-au trasat curbele de variaţie pentru L_{min} în funcţie de E, U_a, I_s, ω şi R (fig. 7). Valorile parametrilor constanţi care au stat la baza calculelor acestor curbe au fost : $E = 26$ V; $U_a = 32$ V; $I_{max} = 150$ A; $\omega = 50$ Hz şi $R = 0{,}025\ \Omega$ [7].

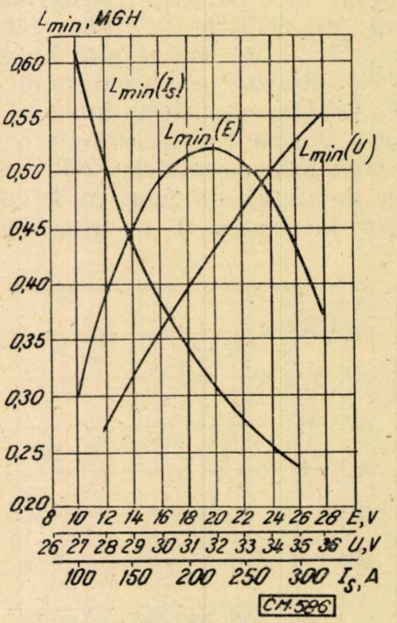


Fig. 7

Se deduce că L_{min} creşte cu amplitudinea de vibraţie a electrodului şi depinde de felul mediului protector [6]. Astfel, la încărcarea sub jet de apă inductivitatea circuitului trebuie să fie sensibil mai mare faţă de încărcarea sub CO_2 şi mai mare sub argon.

Plecînd de la aceleaşi premise, pe baza datelor experimentale [7] şi calculînd cu relaţia (2) se ajunge, cu erori acceptabile, la valorile lui

L_{min} calculate cu relaţia (3). Avînd în vedere simplitatea relaţiei (2), rezultă că poate fi folosită în calculele practice la determinarea valorii inductivităţii circuitului de lucru.

În cazul alimentării arcului prin generatoare de sudură, inductivitatea indusului, în general, este suficientă pentru a asigura inductivitatea necesară circuitului de lucru.

Nu toate generatoarele satisfac însă această condiţie. În astfel de cazuri şi în cazul cînd alimentarea se face de la redresoare cu seleniu, se introduce în circuitul de lucru o inductivitate suplimentară ai cărei parametri de lucru se determină, de regulă, experimental. Fără astfel de regulatoare, stropirea metalului electrodului poate ajunge pînă la 35—40% [10].

Cea mai largă utilizare o au însă instalaţiile cu curent continuu. Schema electrică de principiu este reprezentată în figura 8 (*1* — generator c.c.; *2* — piesa; *3* — lichidul de răcire; *4* — vibrator 50 Hz, 36 V). Acest sistem prezintă o serie de avantaje: generatoarele de sudură permit încărcarea pentru un interval larg de tensiuni, schema instalaţiei este simplă şi a dat rezultate bune în practică, apar posibilităţi mari de reglare a acţiunii termice a arcului asupra piesei, se poate lucra cu sîrmă — electrod cu diametrul de 3 mm şi chiar mai mult, cu o productivitate de pînă la 3 kg/h metal depus, tensiunea la bornele generatorului, practic, nu depinde de variaţiile tensiunii reţelei, asigurînd astfel o mai bună stabilitate a regimului de lucru în raport cu instalaţiile cu curent alternativ şi cele cu curent redresat.

În cazul curentului continuu, ca şi în cazul curentului redresat, lucrările se execută cu polaritatea inversată [3], asigurîndu-se astfel o mai bună calitate a stratului de metal încărcat.

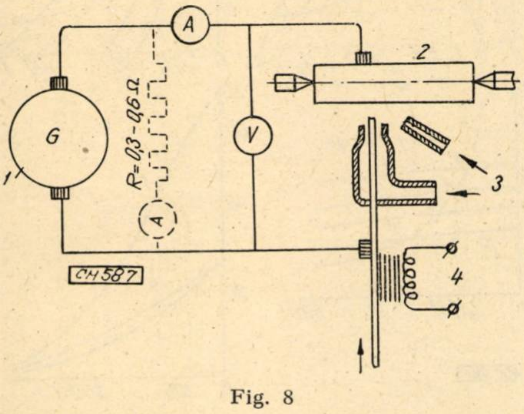


Fig. 8

Unul dintre parametrii importanţi ai regimului de lucru este tensiunea arcului. Studiile efectuate [3] arată că încărcarea cu electrod vibrator se poate executa într-o gamă de tensiuni de la 4 — 5 V pînă la 30—32 V.

Caracteristica statică a arcului. La alegerea sursei de curent şi la studierea influenţei vibraţiilor electrodului asupra procesului de ardere a arcului este necesar să se analizeze caracteristica statică a arcului $U_a = f(I_a)$, menţinînd lungimea lui constantă (l = const.). În baza cercetărilor făcute [5] au fost determinate pentru prima dată caracteristicile statice ale arcului în cazul încărcării cu electrod cu diametrul mic (1,2 mm), utilizînd curenţi mici, arcul arzînd sub flux (AN—348 A). Lungimea arcului se poate măsura cu ajutorul razelor Roentgen, folosind un dispozitiv special [5], [8], fapt care permite fotografierea directă a procesului încărcării. Au fost construite caracteristicile statice ale arcului pentru lungimile de 1,5 mm, 2, 4, 6 şi 7 mm (fig. 9: *1* — $l = 1{,}5$ mm; *2* — $l = 2$ mm; *3* — $l = 4$ mm; *4* — $l = 6$ mm; *5* — $l = 7$ mm).

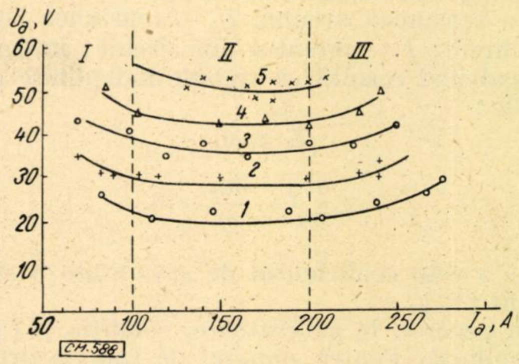


Fig. 9

În cazul încărcării cu electrod vibrator se menţine forma în *U* a caracteristicii statice a arcului, însă e mai puţin pronunţată, avînd intervalul de curent mai restrîns. Şi în acest caz, întregul cîmp acoperit de curbe se poate împărţi în trei zone [11]: 60—100 A cu o densitate de curent de 80—90 A/mm²; 100—200 A cu densitatea de 90—180 A/mm² şi zona cu curenţi peste 200 A.

Aceste caracteristici pot fi folosite pentru alegerea sursei de curent pentru instalaţiile de încărcat piese cu electrod vibrator [5]. Cunoscînd caracteristicile statice ale arcului se pot stabili condiţiile care trebuie îndeplinite de o sursă de curent, exprimate prin caracteristica exterioară $U_s = f(I_s)$.

Stabilitatea regimului de lucru. S-a stabilit importanţa influenţei inductivităţii circuitului de lucru asupra stabilităţii regimului de încărcare a pieselor, cu arc vibrator [3], [7], [16]. Stabilitatea arcului şi durata arderii, fără devieri de la regimul prescris, sînt condiţionate de mai mulţi factori. Unul din factorii mai importanţi este alegerea corespunzătoare a sursei de alimentare cu curent.

Cunoscînd caracteristicile statice ale arcului $U_a = f(I_a)$ şi apelînd la teoria echilibrului sistemului sursă de curent-arc de sudare [12], se stabilesc condiţiile care trebuie îndeplinite de caracteristicile exterioare ale sursei de alimentare $U_s = f(I_s)$.

Pornind de la relaţia care exprimă echilibrul dinamic al sistemului amintit :

$$L_s \frac{d\Delta I}{dt} + \left(\frac{\partial U_a}{\partial I} - \frac{\partial U_s}{\partial I}\right)\Delta I = 0, \qquad (4)$$

unde L_s este inductivitatea sursei de curent, U_a — tensiunea arcului, U_s — tensiunea sursei de curent, I — curentul din circuit ; integrînd şi analizînd rezultă că trebuie îndeplinite condiţiile :

$$L_s > 0, \qquad (5)$$

$$s = \frac{\partial U_a}{\partial I} - \frac{\partial U_s}{\partial I} > 0, \qquad (6)$$

unde s este coeficientul de stabilitate a sistemului [12].

În general, la generatoare, condiţia [5] este îndeplinită. Pentru punctul de funcţionare de regim se poate scrie relaţia (6) sub forma :

$$s = \mathrm{tg}\alpha_a - \mathrm{tg}\alpha_s > 0, \qquad (7)$$

deci pentru sistemul stabil trebuie ca $\mathrm{tg}\,\alpha_a > \mathrm{tg}\alpha_s$, în cazul cînd $s < 0$ sistemul nefiind stabil.

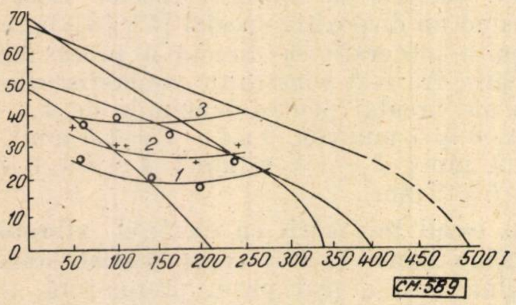


Fig. 10

Deci, pentru îndeplinirea condiţiei de stabilitate $s > 0$, este necesar să existe o anumită corespondenţă între forma caracteristicii exterioare a sursei de curent şi forma caracteristicii statice a arcului în punctul lor de intersecţie ; suprapunîndu-le, se pot trage concluziile necesare. Avînd mai multe tipuri şi mărimi de generatoare de sudură se pot alege cele care satisfac condiţiile (5) şi (6).

Caracteristicile statice ale arcului din figura 9 pot fi folosite şi ca orientare la alegerea surselor de curent, avînd în vedere faptul că sîrma-electrod cu diametrul de 1,2 mm este folosită foarte des (de obicei 1,2 — 2 mm).

Alegerea sursei de alimentare cu curent. Au fost executate o serie de cercetări şi experimentări [5] pe mai multe generatoare de sudură, stabilindu-se caracteristicile exterioare ale generatoarelor de sudură la tipurile SG-300, SUG-2b, ND şi AEG şi s-au suprapus peste ele caracteristicile statice ale arcurilor cu lungimi de 1,5, 2 şi 5 mm (fig. 10 : 1 — l = 1,5 mm ; 2 — l = 2 mm şi 3 — l = 5 mm). În baza relaţiei coeficientului de stabilitate $s = \mathrm{tg}\,\alpha_a - \mathrm{tg}\alpha_s$ au fost trasate, pentru fiecare dintre generatoarele amintite, curbele dependenţei coeficientului de stabilitate s de curentul I, reprezentate în figura 11 (*1* — SG — 300 ; *2* — SUG — 2*b* ; *3* — AEG şi *4* — ND).

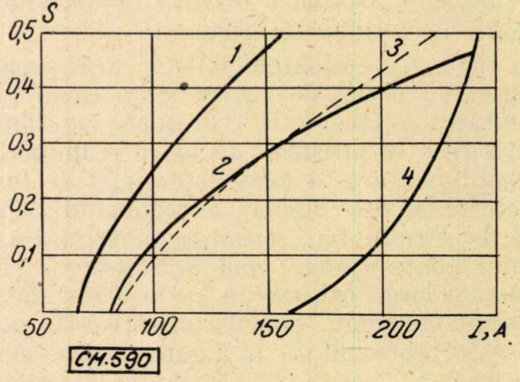


Fig. 11

Din analiza acestor grafice rezultă că generatorul tip SG-300 asigură o ardere stabilă a arcului începînd de la circa 65 A şi o înaltă calitate a stratului de metal depus. Autorii [5] recomandă — ca o consecinţă — folosirea acestui tip de generator (cu poli divizaţi şi cu reglare combinată a regimului de lucru).

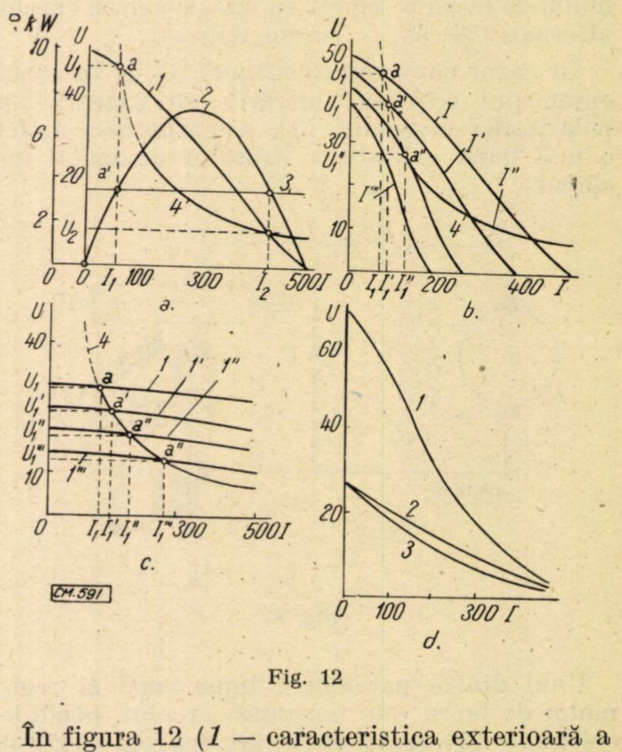


Fig. 12

În figura 12 (*1* — caracteristica exterioară a generatorului ; *2* — curba puterii generatorului funcţie de curent ; *3* — curba puterii ce nu depinde de regimul de încărcare ; *4* — locul geometric al punctelor pentru o putere dată, variind tensiunea funcție de curent) este arătat modul de determinare a regimurilor stabile posibile de încărcare cu electrod vibrator, în baza caracteristicii exterioare a generatorului (fig. 12, *a*), regimurile de încărcare în cazul caracteristicilor coborîtoare (fig. 12, *b*) și în cazul caracteristicilor rigide (fig. 12, *c*).

Fiecărei caracteristici exterioare a unui generator îi corespunde o dependență proprie a puterii generatorului de curent (curba *2*, fig. 12, *a*).

În regim stabil de lucru, cînd viteza de avans a sîrmei-electrod și viteza de topire sînt egale ($V_a = V_t$) se cere din partea generatorului o anumită putere, care, practic, nu depinde de regimul de încărcare (dreapta *3*, fig. 12, *a*). Locul geometric al punctelor care reprezintă dependența tensiunii de curent pentru o putere dată invariabilă, este reprezentat prin curba 4 (fig. 12, *a*). Această curbă reprezintă și regimurile posibile de încărcare, corespunzătoare vitezei de avans constante date, a sîrmei-electrod.

Pentru o anumită caracteristică exterioară a generatorului, de exemplu curba *1* (fig. 12, *a*), puterea necesară poate fi obținută numai pentru două regimuri de lucru, determinate de punctele de intersecție între curbele *1* și *4* în punctele *a* și *b*, corespunzătoare punctelor de intersecție *a'* și *b'* a dreptei *3* cu curba de putere *2* a generatorului.

Se demonstrează [4] că în cazul caracteristicii exterioare coborîtoare (moale) a generatorului este posibil ca regimurile de lucru care corespund ambelor puncte *a* și *b* să nu fie stabile și deci să nu asigure o bună calitate a stratului de metal depus.

Pentru stabilitatea regimului în punctul *a* (fig. 12, *a*) este necesar ca tensiunea U_1 să fie mai mică decît tensiunea normală a arcului ($U_a = 30-37$ V). Practic, U_1 nu trebuie să depășească valoarea de 26—28 V [4].

Prin deplasarea periei generatorului de sudură se poate reduce tensiunea de mers în gol, și în mod corespunzător, și tensiunea U_1, putîndu-se obține astfel caracteristicile exterioare I', I'' și I''' (fig. 12, *b*).

Puterea maximă a generatorului poate să fie mai mică decît cea necesară, adică caracteristicile exterioare ale generatorului să nu intersecteze curba regimurilor puterii constante date (limita în punctul *a''*, curba *4*, fig. 12, *b*). În acest caz se oprește procesul de încărcare a piesei, întrucît viteza de topire a electrodului este mai mică decît viteza de avans a lui. Dacă $U_1'' > U_a$ (normal), atunci procesul stabil nu poate fi obținut de la un astfel de generator.

Deci, generatoarele de sudură cu caracteristicile exterioare coborîtoare (moi) nu asigură în general regimurile stabile de lucru sau asigură aceste regimuri într-o gamă foarte redusă [4].

Generatoarele cu caracteristici exterioare rigide, curbele *1, 1', 1'', 1'''* (fig. 12, *c*), care au curenți mari de scurtcircuit la tensiuni de mers în gol relativ mici (10—30 V), asigură regimurile stabile de lucru într-o gamă destul de largă (*a*, *a'*, *a''*, fig. 12, *c*). De la astfel de generatoare se obține puterea necesară la tensiuni relativ mici. Acest tip de generatoare se recomandă pentru alimentarea instalațiilor cu electrod vibrator.

Generatoarele de tip SG-300 și SG-500 au fost adaptate pentru îmbunătățirea stabilității procesului, prin schimbarea caracteristicilor exterioare, schimbîndu-li-se schema de legături; de exemplu, la generatorul SG-300 (fig. 13), schimbîndu-i-se legătura capătului înfășurării de reglare a excitației (în mod normal legată la peria *C*, se conectează la peria *A*) [4], [16].

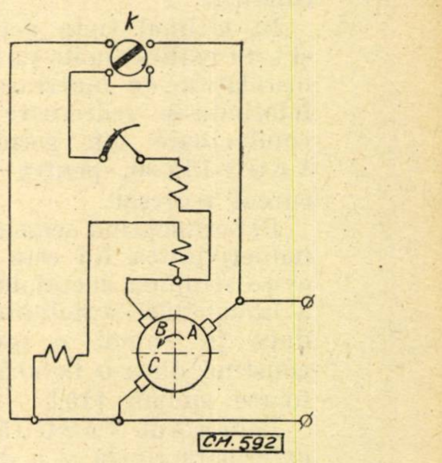


Fig. 13

În aceste condiții, tensiunea la mers în gol s-a redus la 26—30 V, fără a i se schimba tensiunea de scurtcircuit (curba *3*, fig. 12, *d*) [4], asigurîndu-se astfel regimurile stabile de lucru pentru tensiuni de 12—18 V.

La noi în țară, construcțiile generatoarelor de sudură tip GES-350 și GES-500 sînt potrivite pentru a fi adaptate acestor lucrări. În acest scop, se modifică caracteristica exterioară din coborîtoare în rigidă, transformînd excitația serie antagonistă în serie neantagonistă, iar excitația în derivație, în excitație independentă și alimentînd-o de la un redresor cu seleniu. Reglajul excitației se face folosind un reostat montat în circuitul de alimentare cu curent continuu al înfășurării derivației.

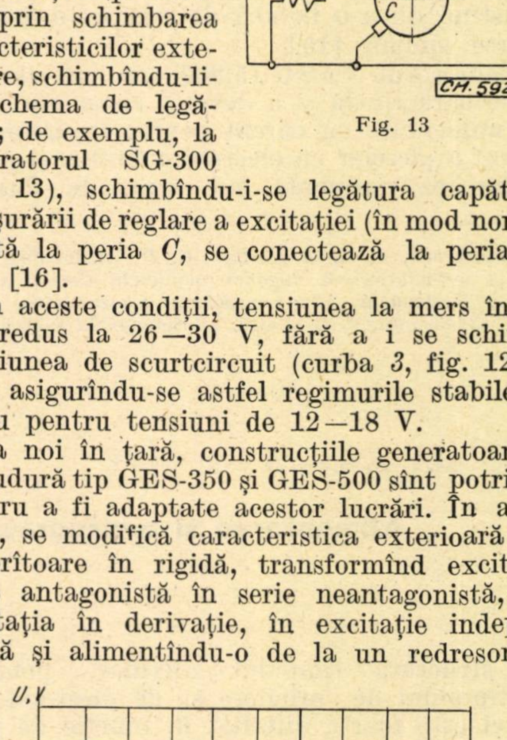


Fig. 14

În figura 14 sînt redate caracteristicile exterioare rigide ale generatorului de sudură GES-500 transformat.

Surse speciale. Procesul de încărcare cu electrod vibrator, date fiind particularitățile sale, pretinde folosirea unor surse de alimentare cu tensiunea joasă, 14 ÷ 18 V și avînd caracteristica exterioară rigidă [3], [10], [16]. Generatoarele obișnuite de sudură nu satisfac aceste condiții.

În ultimul timp s-au făcut cercetări [10] și s-au realizat noile surse de alimentare pentru instalațiile de încărcare cu electrod vibrator, folosindu-se redresoare cu ventile cu semiconductoare din germaniu de tip sovietic VAGG-15/600, pentru 15 ± 1 V și 600 A curent redresat.

Experimentînd acest redresor s-a constatat că inductivitatea lui este insuficientă. Pentru a evita stropirea metalului electrodului și pentru a îmbunătăți stabilitatea procesului, se introduce în circuit o inductanță suplimentară constînd dintr-o bobină de reacție, de o formă foarte simplă [10].

Redresorul VAGG-15/600 are caracteristica exterioară rigidă și a devenit sursa universală de alimentare cu curent pentru încărcarea cu metal a pieselor cu electrod vibrator și pentru încărcarea automată sub strat de flux.

---

[1] *Pațchevici, I. R.* și *Kulikov, G. D.* Isledovanie i vnedrenie avtomaticescoi dugovoi naplavchi detalei vibriruiuscim electrodom. In : Svarocinoie proizvodstvo, nr. 5, 1956. [2] *Șleapin, V. B.* și alții. Vibradugovaia naplavca pod fliusom. In : Svarocinoie proizvodstvo, nr. 2, 1960. [3] *Pațchevici, I. R.* Vibrodugovaia naplavca. Moscova, Mașghiz, Sverdlovsc, 1958. [4] *Pinciuk, I. S.* și *Pațchevici, I. R.* Isledovanie ustoicivosti proțessa avtomaticeskoi vibrodugovoi naplavki. Voprosî svaroicinogo proizvodstva. Moscova, Mașghiz, Vîpusk 16, 1959. [5] *Șleapin, V. B.* și *Vinogradov, Iu. G.* Isledovanie osobennostei vibrodugovoi naplavki pod fliusom. Novoe v svarke na jeleznodorojnom transporte. Moscova, Transjeldorizdat, Vîpusk 260, 1963. [6] *Pațchevici, I. R.* Isledovanie parametrov electriceskih razreadov pri vibrodugovoi naplavke. In : Avtomaticeskaia svarka, nr. 5, 1963. [7] *Pațchevici, I. R.* Opredelnie parametrov țicla proțessa vibrodugovoi naplavki. In : Avtomaticeskaia svarka, nr. 5, 1964 [8] *Tihodeev, G. M.* Energheticeschie svoistva electriceskoi svarocinoi dughi. Moscova, Izdatelistvo Academii Nauk S.S.S.R., 1961. [9] *Frumin, I. I.* Sostoianie i perspectivî razvitia mehanizirovannoi naplavchi. Proțessî uprocinenia detalei mașin. Moscova, Izd. Nauka, 1964. [10] *Poleacenko, A. V.* și alții. Primenenie ghermanievogo vîpreamitelea VAGG—15/600 v cacestve istocinica pitania dlea naplavocinîh rabot. In : Avtomaticeskaia svarka, nr. 3, 1962. [11] *Ivancenco, A.* Unele considerații practice asupra caracteristicilor statice ale arcului pentru sudare, asupra caracteristicilor exterioare ale surselor de alimentare și comportarea lor. În : Construcția de Mașini XVI. nr. 2, februarie 1964. [12] *Nikitin, V. P.* Osnovî teorii transformatorov i gheneratorov dlea dugovoi svarchi. Moscova, Izd. Academii Nauk S.S.S.R. 1956. [13] *Ionescu, C.* și *Berinde, V.* Instalație pentru sudare semiautomată în mediu protector de bioxid de carbon. A IV-a Consfătuire de sudură și încercări de metale. Timișoara, 12—15 oct 1962, caietul I/5, București, I.D.T., 1964. [14] *Pospichal, J.* Vibraěni navořovani v ochranné kapalině. In : Zavàranie, nr. 5, 1962. [15] *Hauptmann, H.* Regenerierung von Verschleissteillen mit Hilfe moderner Schweissverfahren. In : Kraftfahrzeugtechnik, nr. 3, 1963. [16] *Spiridonov, A. A.* și *Senkin, A.A .* Novoie oborudovanie dlea avtomaticeskoi vibrodugovoi naplavchi. Moscova, Mașghiz, 1961.

CZ 621.9 – 229.61 – 229.85 : 621 – 52

Alimentarea și evacuarea automată a pieselor la mașini-unelte

RADU MANOLIU

În structura timpului auxiliar, ponderea timpului de prindere și de desprindere a piesei este foarte diferită, în funcție de genul mașinii, mărimea ei și natura operațiilor care se execută.

Deși nu se pot indica cifre absolute, o serie de statistici avînd ca bază un număr mare de determinări precizează următoarele valori relative (timp de prindere-desprindere/timp auxiliar total) : strung universal 0,32 ; strung-revolver 0,15 ; mașină de găurit verticală 0,49 ; mașină de găurit radială 0,54.

Prin intensificarea regimului de așchiere se produce o scădere a ponderii timpului de bază față de timpul de mașină considerat în totalitatea lui. Pentru creșterea mai departe a productivității este necesar a interveni asupra timpului auxiliar, unul dintre constituienții acestuia fiind timpul de prindere și desprindere.

Automatizarea prinderii și desprinderii piesei sau într-un consens mai larg automatizarea alimentării și evacuării pieselor la mașini-unelte constituie obiectul articolului de față.

Analiza unui sistem de alimentare automată pune în evidență următoarele funcțiuni : funcțiunea de înmagazinare, de orientare, de livrare (distribuire) și de transfer.

În această enumerare nu apare funcțiunea de prindere propriu-zisă a piesei, aceasta făcînd parte din ciclul automat al mașinii, după cum se va vedea ulterior.

Funcțiunea de înmagazinare asigură stocul de piese destinat prelucrării, constituind prima verigă a funcțiunilor de alimentare.

În funcție de natura pieselor care se prelucrează, funcțiunea de înmagazinare se prezintă sub două aspecte distincte, și anume : înmagazinare bucată cu bucată sau înmagazinare organizată și înmagazinare în vrac sau înmagazinare neorganizată.

Înmagazinarea bucată cu bucată presupune așezarea pieselor în dispozitivul de alimentare automată, una cîte una, într-o ordine anumită şi orientate după o anumită lege. Principiul se aplică, în general, la piese complexe de gabarite mijlocii şi mari, în special la strunguri şi la maşini de rectificat rotund exterior.

Dispozitivul de înmagazinare, sub forma unui jgheab de ghidare în care piesele sînt în contact una cu alta, a căpătat denumirea de magazin. O variantă a acestui tip de dispozitiv este aşa-numitul încărcător, un magazin amovibil. Este asemănător încărcătorului de la pistolul automat şi permite încărcarea pieselor pe un loc de lucru altul decît maşina. Este utilizat în cazul unei accesibilităţi reduse la maşină sau în cazul pieselor mici. Aplicarea dispozitivului presupune prezenţa a cel puţin două încărcătoare, unul pe maşină şi altul pe locul de încărcare; aplicarea şi scoaterea dispozitivului de pe maşină sînt de ordinul secundelor.

Dispozitivele de înmagazinare bucată cu bucată au o capacitate relativ redusă şi asigură un timp de autoservire a maşinii destul de mic, determinînd o productivitate a muncii mai scăzută în comparaţie cu sistemul de înmagazinare în vrac.

Înmagazinarea în vrac sau neorganizată se aplică aproape exclusiv în cazul pieselor pînă la circa 100—150 g. Un exemplu tipic pentru un astfel de dispozitiv este alimentatorul vibrator format dintr-o cuvă de dimensiuni relativ mari în care sînt aruncate piesele. Cuva alimentatorului, avînd o mişcare vibratorie, determină deplasarea pieselor în lungul unui jgheab în spirală, către maşină.

Dispozitivele din această categorie se pot construi şi pe alte principii, după cum se va arăta ulterior. Comun tuturor construcţiilor este însă cuva sau un alt tip de receptor care primeşte piesele în vrac.

Funcţiunea de orientare asigură piesei o anumită poziţie pe parcursul către dispozitivul de prindere al maşinii. Necesitatea apare în cea mai mare parte a cazurilor şi, ca atare, această funcţiune este foarte frecvent întîlnită. Excepţie fac piesele cilindrice şi discurile de diametru mic a căror orientare în maşină este indiferentă.

În figura 1 se prezintă diverse posibilităţi de orientare a pieselor de diferite configuraţii pe spira unui alimentator vibrator.

Piesele din figura 1, *a* au forma unui cilindru gol cu un singur fund. Funcţiunea de orientare este asigurată în acest caz chiar de jgheabul înclinat al alimentatorului.

Piesele care nu sînt orientate cu fundul în jos au centrul de greutate în afara jgheabului, ceea ce determină căderea lor în cuvă.

În figura 1, *b* se prezintă modul de orientare a unor piese de tip ciupercă. Pe un tronson de jgheab se găseşte practicată o fontă longitudinală avînd lăţimea puţin mai mare ca tija piesei. Piesele care vin cu ciuperca în sus sînt preluate şi transportate; celelalte cad în cuvă.

Orientarea pieselor inelare apare în figura 1, *c*. O simplă şicană realizată din tablă îndoită aruncă înapoi în cuvă toate piesele care nu sînt transportate pe direcţia generatoarei respective.

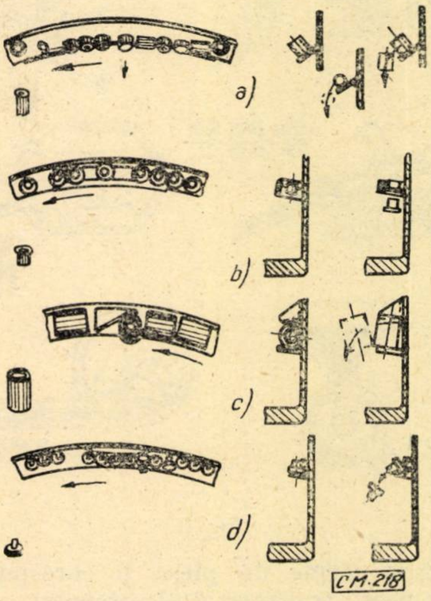


Fig. 1

Piesele în formă de ciupercă pot fi orientate şi cu ciuperca în jos (fig. 1, *d*). Orientarea este realizată în acest caz de o pastilă profilată, aplicată la marginea cuvei, în lungul jgheabului. Piesele cu ciuperca în jos sînt reţinute de profilul pastilei, în timp ce celelalte sînt aruncate în cuvă.

Funcţiunea de livrare sau distribuire asigură deservirea efectivă a maşinii cu piese orientate corect. După cum reiese din figura 2 această funcţiune este strîns legată de aceea de înmagazinare, dispozitivul distribuitor fiind amplasat în cuva sau receptorul de piese.

În figura 2 este reprezentat distribuitorul de tip elice, care culege piesele de pe fundul cuvei şi le împinge organizat în afara ei. Se utilizează pentru piese de tipul discurilor sau sferelor. Pentru fiecare tip de piesă se realizează pe fundul cuvei un canal de formă specifică, iar elicea este construită în mod corespunzător.

Distribuitorul cu conductă şi cuvă cu mişcare alternativă pe verticală apare în figura 2, *b*. La deplasarea cuvei în sus piesele cad în conducta centrală, iar la coborîrea cuvei, conducta se goleşte, creînd un spaţiu disponibil pentru un nou lot de piese. Se aplică la piesele de formă cilindrică sau sferică.

Distribuitorul de tip rotor (fig. 2, *c*) culege un lot de piese, care alunecă în lungul paletei rotorului pînă ce ajunge în jgheabul de evacuare. Acest distribuitor poate primi piese de forme diferite, limitate însă în lungime, pentru a se asigura o înscriere corespunzătoare în curba brațului rotorului.

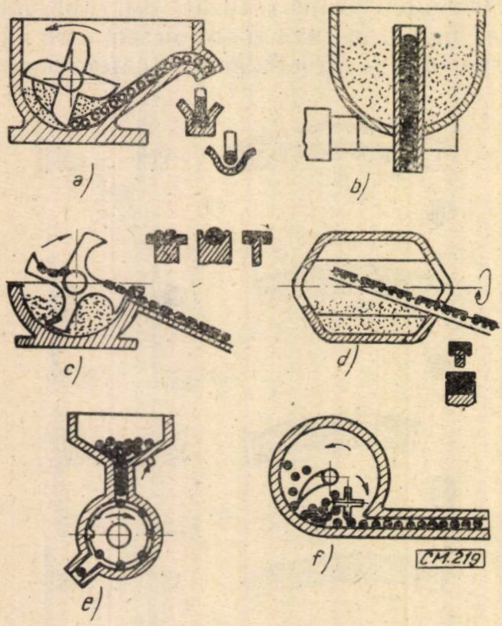


Fig. 2

Fiecărei forme de piesă îi corespunde un anumit profil transversal al rotorului.

În distribuitorul de tip butoi (fig. 2, *d*), piesele sînt aruncate pe jgheabul de evacuare datorită forței centrifuge. Ca și în cazul precedent, piesele pot fi de formă diferită.

Un alt tip de distribuitor centrifugal este cel din figura 2, *e*; un disc orizontal antrenează în mișcarea sa piesele, iar un vibrator împiedică blocarea pieselor în canalul vertical. În figura 2, *f* o paletă de preselectare creează în fața unei cruci de antrenare un depozit limitat, împiedicînd blocarea.

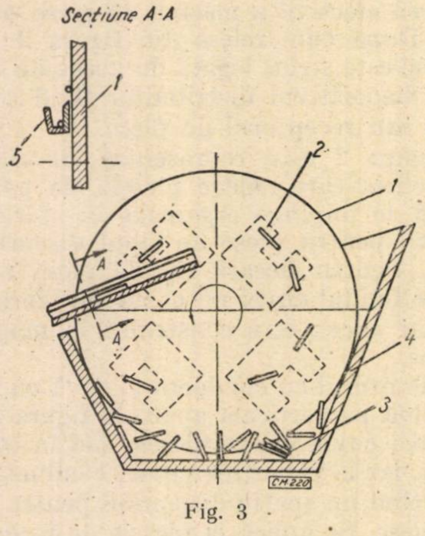


Fig. 3

În figura 3 apare un distribuitor cu un disc vertical *1* care posedă un număr de magneți permanenți *2* ce culeg piesele *3* din cuva *4* și le depune într-un jgheab *5*. Dispozitivul este utilizat pentru piese cilindrice sau plane.

Natural, din categoria mecanismelor de distribuire face parte și alimentatorul vibrator.

Excepție făcînd distribuitorul cu disc magnetic și alimentatorul vibrator, toate celelalte comportă și funcțiunea de orientare. Aceasta nu este însă asigurată în mod absolut, piesele avînd un oarecare grad de libertate.

Caracteristic tuturor distribuitoarelor este faptul că nu pot livra piese individuale, asigurînd fie un flux continuu, fie loturi de piese.

Separarea funcțiunilor prezentate nu are totdeauna loc și organologic. Mai mult chiar, în majoritatea cazurilor se poate afirma că cele trei funcțiuni (înmagazinare, orientare și livrare) se găsesc în cadrul unui aceluiași ansamblu constructiv. Sînt tipice în acest sens alimentatoarele universale care, cu mici schimbări, pot deservi o întreagă familie de piese.

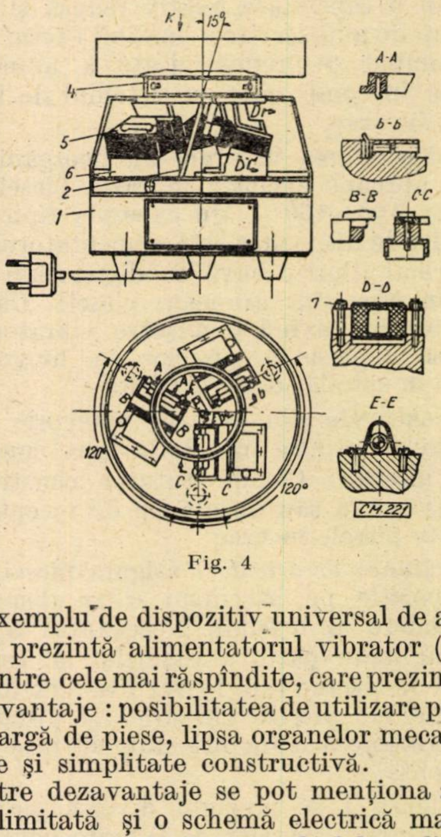


Fig. 4

Ca exemplu de dispozitiv universal de alimentare se prezintă alimentatorul vibrator (fig. 4), unul dintre cele mai răspîndite, care prezintă o serie de avantaje : posibilitatea de utilizare pentru o gamă largă de piese, lipsa organelor mecanice în mișcare și simplitate constructivă.

Printre dezavantaje se pot menționa : capacitate limitată și o schemă electrică mai complicată ca la majoritatea celorlalte alimentatoare.

Alimentatorul vibrator reunește cele trei funcțiuni considerate : cuva asigură funcțiunea de înmagazinare, artificiile constructive de pe spirale de transport, pe aceea de orientare, iar sistemul vibrator, pe aceea de livrare.

În construcția prezentată mecanismul vibrator este acționat de trei electromagneți dispuși la 15°, iar cuva este sprijinită pe trei arcuri circulare orientate sub același unghi. Armătura electromagnetului este fixată pe cuvă prin intermediul unei console amplasată tot la 15°. În momentul cînd electromagneții sînt alimentați, armăturile fiind atrase determină o mișcare descendentă a cuvei și totodată, datorită poziției arcurilor, o rotație în plan orizontal. Cînd bobina nu este alimentată are loc o deplasare în sens invers. Mișcarea pulsatorie a cuvei se realizează prin intermediul unui redresor cu seleniu, care anulează alternanțele de un anumit sens. Mărimea amplitudinii se reglează cu ajutorul unui reostat.

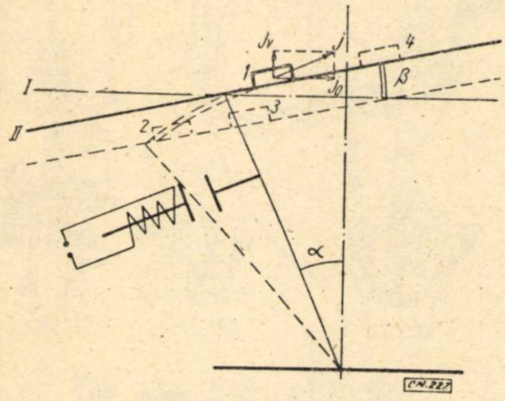


Fig. 5

În funcționarea unui alimentator vibrator se deosebesc două regimuri distincte (fig. 5).

La stabilirea contactului electromagnetului prin deplasarea spirei din poziția *I* în poziția *II*, componenta verticală a accelerației j_v este inferioară accelerației gravitației ($j_v < g$).

În acest caz corpul nu pierde contactul cu spira și se deplasează în lungul ei numai atunci cînd componenta corespunzătoare a accelerației va fi superioară accelerației critice j_f care determină alunecarea corpului pe spiră. Deci cînd $j_0 \cos \beta > j_f$, corpul are o deplasare relativă în lungul spirei. Astfel corpul nu se va găsi în poziția *2*, ci deplasat față de acesta în poziția *3*.

În cazul cînd $j_v > g$, corpul începe să cadă și întîlnește spira în altă poziție decît cea din care s-a desprins, ocupînd deci poziția *4*. Cu cît acest nou contact are loc mai tîrziu, deci cu cît diferența $j_v - g$ este mai mare, cu atît corpul va avea o deplasare relativă mai mare în raport cu spira.

Această diferență nu poate depăși însă o anumită limită; peste aceasta, corpul întîlnește spira în cursa ei ascendentă prin aceasta micșorîndu-se deplasarea relativă.

Primul regim de funcționare este mai lent, dar mai lin, cel de-al doilea este mai rapid, dar mai dur. Regimul lent se utilizează în cazul pieselor cu sisteme de orientare mai complexe. Regimul rapid se folosește pentru piese mai simple, deci în majoritatea cazurilor.

Alimentatorul prezentat, avînd trei electromagneți, permite realizarea regimului rapid. Regimul lent se realizează, în general, cu o construcție asemănătoare, însă cu un singur electromagnet amplasat central. Pentru a se împiedica transmiterea vibrațiilor, alimentatoarele vibratoare au o bază masivă din fontă și sînt așezate pe niște tampoane puternice de cauciuc.

O variantă constructivă constă în utilizarea de arcuri foi; construcțiile respective sînt însă mai greu de tarat.

În Republica Socialistă România există alimentatoare vibratoare tipizate într-o gamă de șase dimensiuni, conform normei M.I.C.M. 901—65.

Principalele caracteristici ale acestor alimentatoare apar în tabela 1.

Tabela 1

Cod	Diametrul cuvei, mm	Înălțimea cuvei, mm	Puterea necesară, W	Piesa		Viteza maximă de deplasare a piesei, m/min
				diametrul maxim, mm	lungimea maximă, mm	
7074—0001	100	40	25	5	12	1
7074—0002	160	50		10	18	2
7074—0003	200	63	50	15	22	3
7074—0004	250	80		20	30	4
7074—0005	315	85	140	30	38	5
7074—0006	400	100		40	50	6
7074—0007	500	110	250	45	62	8
7074—0008	630	125		55	75	10

Alimentatorul cu disc înclinat (fig. 6) comportă un disc cu nuturi care se rotește în interiorul unei cuve. Discul îndeplinește funcțiunea de orientare datorită formei nuturilor corespunzătoare pieselor respective. Completarea acestei

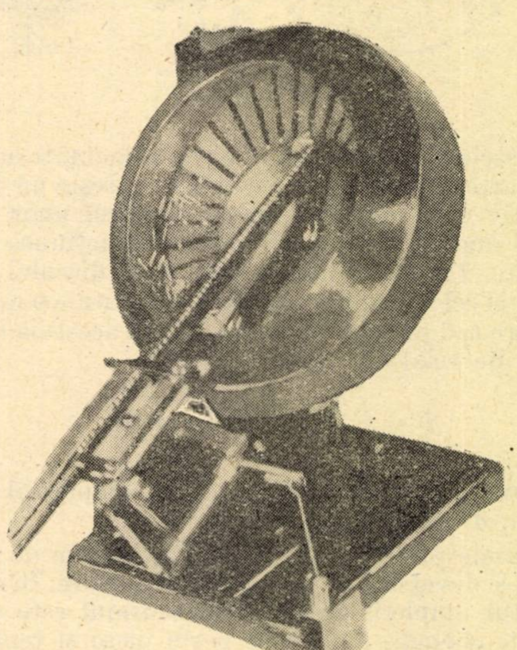


Fig. 6

funcţiuni este realizată de o şicană amplasată la începutul unui jgheab ; cuva îndeplineşte funcţiunea de înmagazinare, iar un jgheab înclinat pe aceea de livrare.

Unghiul de înclinare a discului (în poziţia superioară) este de 65—70°, iar pentru jgheab, de 40—60°. O corelare justă între unghiuri determină o bună evacuare a pieselor.

Piesele corect orientate în nuturi sînt reţinute de un sector circular montat la marginea discului pentru a nu reveni în cuvă.

Acest tip de alimentator de construcţie foarte simplă se bucură de avantajul unei capacităţi relativ mari. Se utilizează, în special, pentru piese de tip bolţ.

Alimentatorul cu fantă (fig. 7) este, de asemenea, destinat pieselor mici de secţiune circulară, dreptunghiulară sau pătrată, dar cu cap. Ca şi celelalte tipuri precedente, alimentatorul cu fantă îndeplineşte toate trei funcţiunile.

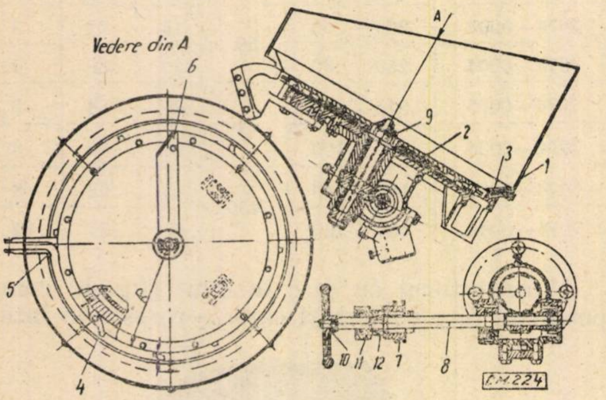


Fig. 7

Piesele sînt aruncate în cuva alimentatorului. La partea inferioară a acestuia se găseşte un disc rotativ care îndeplineşte, cu ajutorul unor clicheţi montaţi la periferia lui, funcţiunea de livrare. Diferenţa dintre diametrul discului rotativ şi cel al interiorului cuvei constituie o fantă în care cad piesele. Valoarea lăţimii acestuia este dată de relaţia :

$$B = \left(\frac{D_c + d_t}{2}\right)(0{,}8 - 0{,}9),$$

în care B este lăţimea fantei, D_c diametrul capului, d_t diametrul tijei.

Piesele prinse în fantă sînt antrenate de clicheţi şi deversate în jgheabul de evacuare. În momentul umplerii acestuia mecanismul este asigurat, clicheţii alunecînd peste piese şi tensionînd arcurile. În cuvă se găseşte o paletă fixă care agită piesele, împiedicînd formarea unor mase compacte.

Alimentatorul cu culisă (fig. 8) este destinat unei game largi de piese de forme diferite. Piesele din cuvă sînt culese de lama unui sector cu mişcare alternativă pe verticală. Partea superioară a sectorului (lama) este profilată în funcţie de piesă. La capătul superior al cuvei, lama sectorului are o poziţie înclinată, ceea ce asigură alunecarea liberă a pieselor într-un jgheab de evacuare. Pentru ca piesele să nu se încalece, la ieşirea din alimentator se află o şicană contraarc.

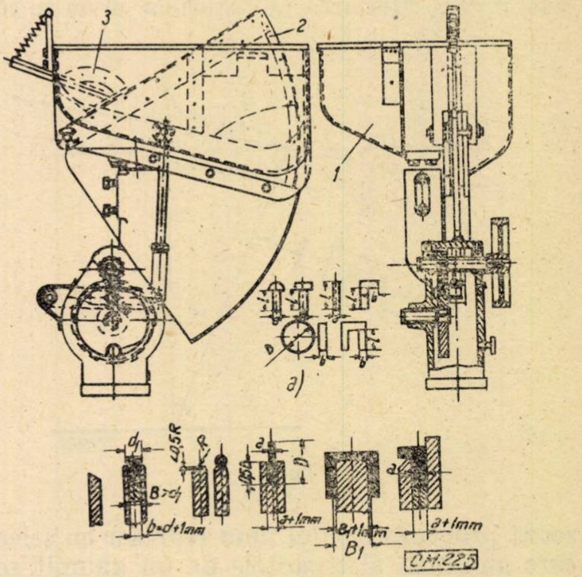


Fig. 8

Sectorul este acţionat de un electromotor printr-un mecanism cu culisă care asigură o cursă activă lentă în sus, în timp ce cursa de revenire în jos este rapidă. Cursele sînt relativ mari, asigurînd o capacitate sporită a alimentatorului. Alimentatorul este uşor de reglat pentru un tip de piesă, prin schimbarea lamei sectorului.

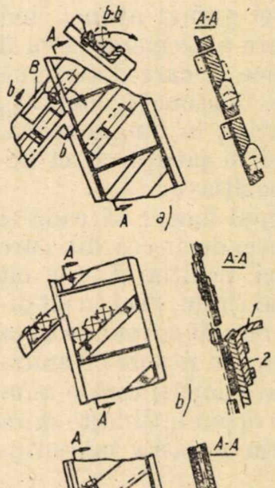


Fig. 9

Alimentatorul cu elevator (fig. 9) poate fi folosit, de asemenea, pentru o gamă largă de piese şi se utilizează cînd maşina-unealtă prezintă o poziţie de alimentare dificilă.

Un transportor cu plăci aşezate pe lanţ încarcă piesele din cuva montată la partea inferioară pe rigle înclinate, fixate cîte una pe fiecare placă. Forma riglelor asigură orientarea corectă a piesei. La trecerea plăcii în dreptul unei deschizături din rama elevatorului, pachetul de piese alunecă în jgheabul de evacuare. Dacă acesta este plin, o altă deschizătură situată mai sus permite revenirea pieselor în cuvă.

Funcţiunea de transfer intervine în cazurile cînd apare necesitatea schimbării traiectoriei piesei determinată de mecanismul de distribuire.

Mecanismele de transfer pot fi clasificate după criteriul principiului de deplasare a pieselor : gravitaţionale, mecanice şi mixte.

Mecanismele de transfer gravitaţionale sînt utilizate fie între alimentator şi maşină, fie între maşini. Se pot împărţi în sisteme mono şi multifilare.

Sistemele monofilare (fig. 10) sînt, de fapt, nişte jgheaburi înclinate pe care alunecă piesele. S-au construit sisteme interesante care realizează cele mai diverse forme de jgheaburi din elemente tip.

Sînt interesante soluţiile adoptate în cazurile cînd piesele nu trebuie să fie în contact (de exemplu dinţate). În cadrul unei soluţii se dispun în jgheab două căi de alunecare şi se livrează piesele alternativ.

Un alt sistem constă în folosirea unor contragreutăţi profilate, care prin forma lor asigură separarea unei roţi de cealaltă, atunci cînd poziţia inferioară este ocupată. La părăsirea poziţiei, centrul de greutate se schimbă şi roata din amonte poate avansa în locul celei precedente.

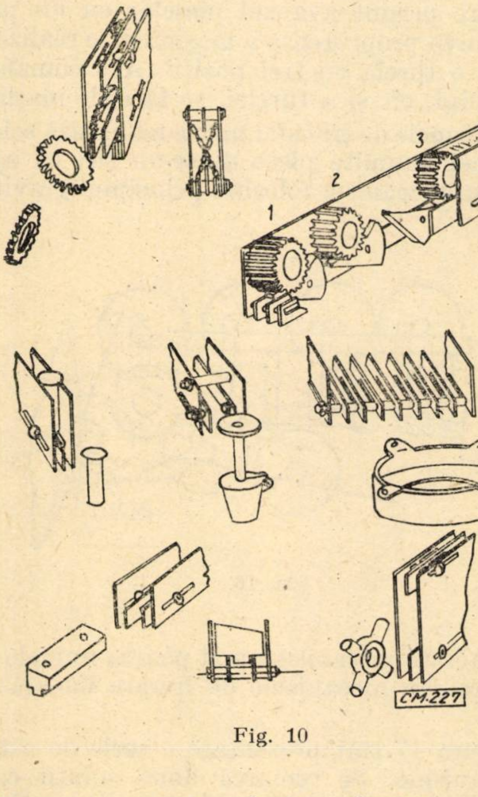


Fig. 10

Uneori, mecanismul de orientare — datorit formei piesei — nu permite orientarea decît într-o poziţie opusă celei necesare. Alteori, piesa fiind prelucrată într-o poziţie anumită la o maşină-unealtă, trebuie prinsă în poziţie inversă la maşina următoare. Inversările de poziţie se realizează prin ghidaje curbe.

Sistemele multifilare de transfer asigură dirijarea fluxului de piese pe două sau mai multe trasee.

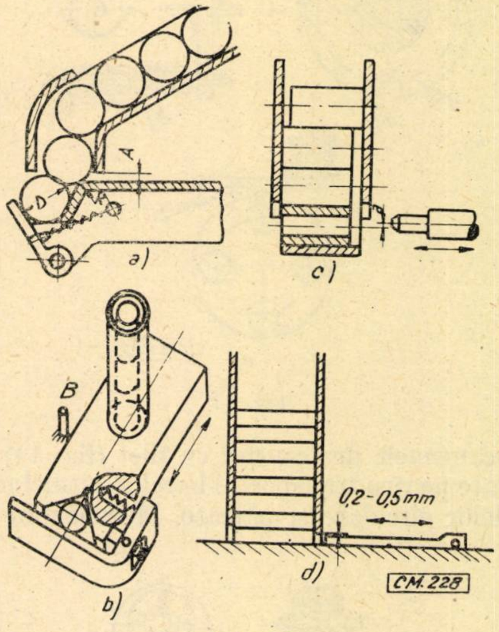


Fig. 11

Mecanismele de transfer mecanice realizează deplasările pieselor folosind diverse mecanisme : culisante, pendulare, cu disc, cu fricţiune, cu filet, cu cleşte, cu valţuri şi combinate.

Mecanismele de transfer culisante (fig. 11) realizează deplasarea unei piese dintr-un mecanism de livrare. După ce piesa a fost fixată în poziţia respectivă, culisa se retrage, unul din pereţii culisei putînd oscila (fig. 11, a).

O variantă de mecanism cu culisă apare în figura 11, c, unde bucşele sînt transportate de o tijă cu mişcare alternativă. Pentru piese plane se utilizează ca împingător o lamă mai mică decît grosimea piesei cu 0,2—0,5 mm pentru a evita frecările (fig. 11, d).

Mecanismele de transfer pendulare funcţionează ca cele culisante, transportînd însă piesa pe o traiectorie circulară.

La mecanismele de transfer cu disc (fig. 12) piesele sînt preluate, una cîte una, de un disc avînd locaşuri adecvate pe periferie şi transferate postului de lucru.

Mecanismele de transfer cu fricţiune (fig. 13) se utilizează la transportul pieselor de grosime redusă, în special la ştanţare. Pachetul de piese este introdus în cutia *2*, piesa superioară fiind presată de un arc pe discul de cauciuc sau pîslă *1*. La rotire, discul împinge piesa la locul de lucru. Plăcuţa *4* permite reglarea fantei unde iese piesa.

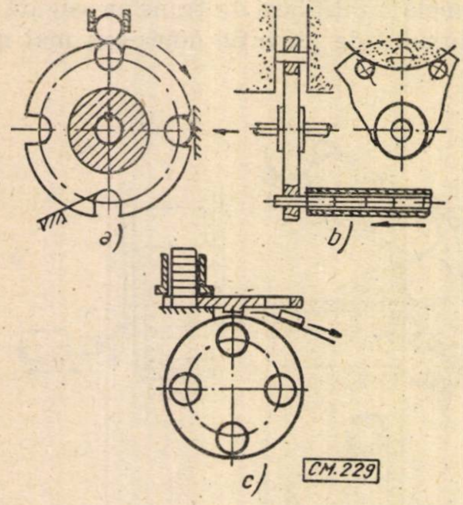


Fig. 12

Mecanismele de transfer cu filet (fig. 14) sînt utilizate pentru transportul barelor, sîrmelor sau profilelor circulare şi pătrate. Mecanismul este compus din două axe filetate de profil corespunzător secţiunii piesei, care prin rotirea lor antrenează piesele în sens axial. Piesa se prelucrează în spaţiul *B*, unde este necesară fie oprirea axului, fie cu o parte din spiră să fie realizată în arc de cerc ca în *E*.

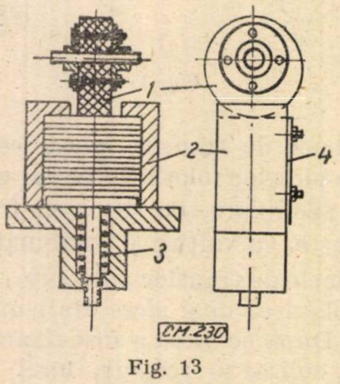


Fig. 13

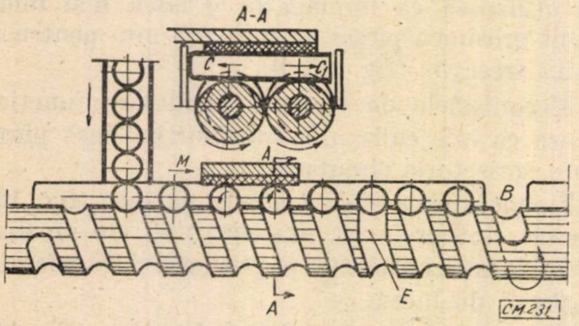


Fig. 14

Mecanismele de transfer cu cleşte (fig. 15) realizează traiectorii mai complexe. Cleştii sînt acţionaţi fie prin apăsare (fig. 15), fie de către o tijă comandată.

Mecanismele de transfer combinate reunesc într-o singură construcţie mai multe tipuri de mecanisme.

În figura 16 se reprezintă schema de alimentare a unei maşini de rectificat rotund exterior.

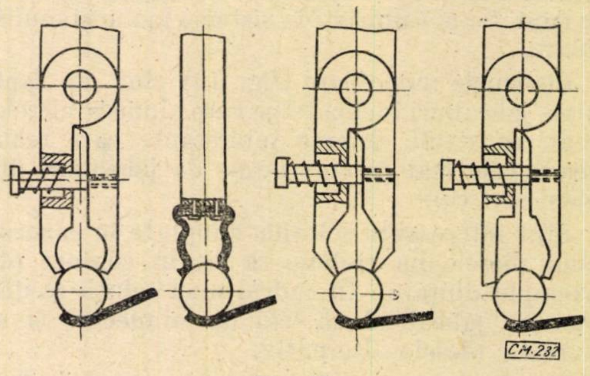


Fig. 15

Transferul pieselor este realizat de către un cilindru pneumatic, care acţionează un mecanism bielă-manivelă comun mai multor posturi; datorită acestui mecanism, o serie de pinioane deplasează în sus şi în jos nişte limitatori cu cremaliere, care permit avansul pieselor cu un pas. Alimentarea propriu-zisă a maşinii este realizată de către o turelă cu trei poziţii. Atît comanda transferului, cît şi a turelei, se face de maşină.

Mecanismele de transfer mixte realizează selectarea unei anumite piese dintr-un şir, cu ajutorul unui mecanism folosind principiul gravitaţional. Aceste mecanisme mai poartă numele de selectoare sau mecanisme de livrare bucată cu bucată.

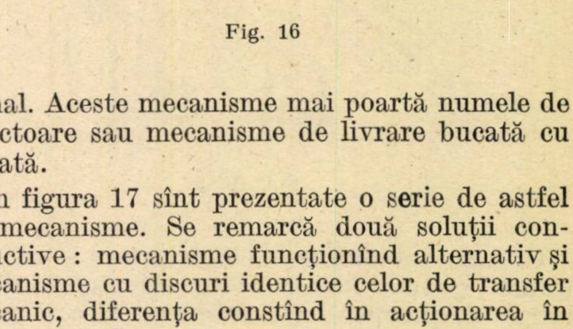


Fig. 16

În figura 17 sînt prezentate o serie de astfel de mecanisme. Se remarcă două soluţii constructive: mecanisme funcţionînd alternativ şi mecanisme cu discuri identice celor de transfer mecanic, diferenţa constînd în acţionarea în plan vertical.

Mecanismele din prima categorie sînt acţionate prin intermediul unor cilindri hidraulici, pneumatici sau direct prin electromagneţi; a doua categorie, fie prin mecanisme divizoare (cruce de Malta), fie prin mecanisme cu acţionare rectilinie alternativă transformată în mişcare rotativă.

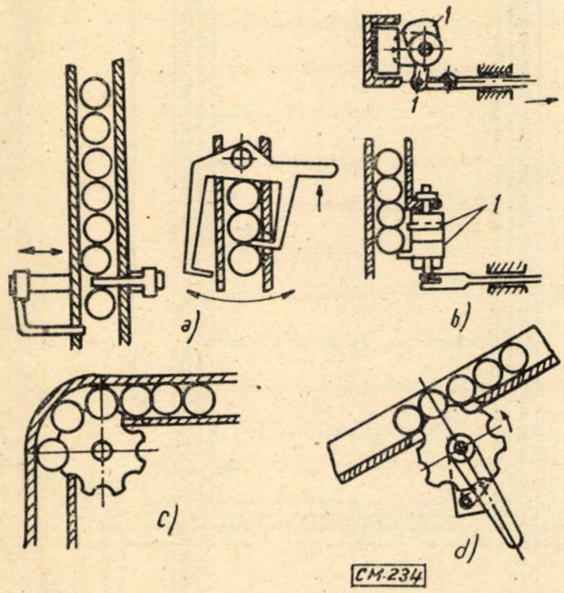


Fig. 17

Funcţiunile de înmagazinare, orientare şi livrare realizate, în general, de alimentatoare, prezintă o desfăşurare oarecum continuă în timp, nefiind legate nemijlocit de ciclul maşinii. În consecinţă între alimentator şi maşină nu există o coordonare electrică, o interblocare a mişcărilor.

Mecanismele de transfer însă deservesc nemijlocit dispozitivele de prindere ale maşinii-unelte. Ele acţionează deci ciclic atunci cînd maşina e ciclică şi sînt corelate prin comenzi electrice cu deplasările organelor maşinii.

Combinarea diverselor sisteme de alimentare cu anumite mecanisme de transfer permite realizarea unor sisteme de alimentare speciale. Acestea diferă mult de la un caz la altul, în funcţie de piesă şi de maşina deservită. Deşi principial mecanismele se încadrează în schemele constructive prezentate, în ansamblul construcţiei se obţin soluţii aparte interesante sub aspect tehnic.

Pentru o bună economie a procesului tehnologic, proiectantul trebuie însă să utilizeze pe cît posibil sisteme şi elemente experimentate, care, treptat, se asimilează de către industria noastră constructoare de maşini.

---

[1] *Malov, A. I.* Mehanizaţiia i avtomatizaţiia universalnîh metallorejuşchih stankov. Moscova, Maşghiz. 1961. [2] *Oates, J. A.* Automation in production engineering. London, J. Newnes Ltd, 1958. [3] *Groat, J. H.* Metalworking Automation. New York, Mc Graw- Hill Book Company, 1962. [4] *Rabinovici, A. N.* Mecanizarea şi automatizarea complexă în construcţia de maşini şi aparate. Bucureşti, Editura tehnică, 1962.

CZ 628.511 : 66.067

Metodă pentru desprăfuirea aerului cu ajutorul filtrelor cortină

VICTOR VOICU

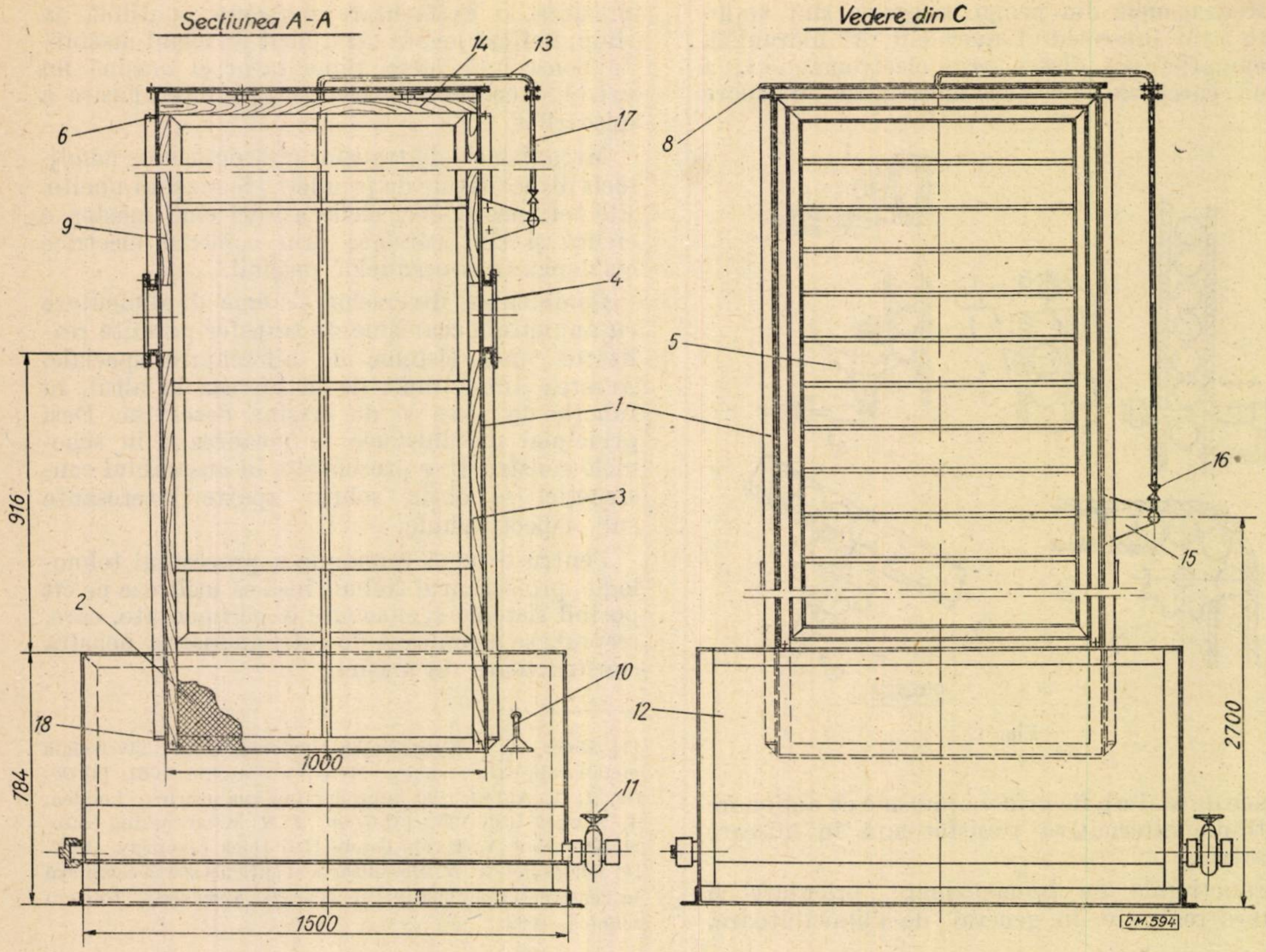
In unele întreprinderi industriale, datorită proceselor tehnologice respective este nevoie să se introducă în halele de lucru, cantităţi mari de aer perfect curăţat de orice particule de praf în suspensie. Necesitatea menţionată apare în : centrale electrice cu motoare Diesel sau turbine de gaze, săli de compresoare, staţii de transformatoare, tuneluri de vopsire pentru autovehicule, laboratoare, centrale telefonice, radio şi alte întreprinderi similare.

Introducerea aerului atmosferic nefiltrat în încăperile de lucru are efecte dăunătoare atît asupra muncitorilor, cît şi asupra utilajului, datorită faptului că praful în suspensie poate produce corodarea pistoanelor şi cilindrilor, a paletelor de turbine, a lagărelor şi a tuturor pieselor care vin în contact cu aerul încărcat cu praf, determinînd uzura lor după un scurt timp de funcţionare. Această uzură este foarte importantă în întreprinderile unde procesele tehnologice produc praf în mare cantitate, ca de exemplu, în turnătorii, curăţătorii, la fabricarea produselor ceramice etc.

Aerul purificat de praf, în astfel de cazuri, se obţine cu ajutorul filtrelor cortină care sînt cele mai economice atît ca investiţie, cît şi ca exploatare.

În prezent, filtrele cortină funcţionează după un singur principiu, şi anume : o bandă continuă de elemente filtrante închide secţiunea de trecere a aerului spre locul de utilizare, banda trecînd peste două axe, unul superior şi altul inferior, puse în mişcare de o transmisie mecanică care determină o viteză de rotaţie redusă.

Fusul inferior este înecat într-o baie de ulei. Banda continuă formînd cortina trece prin masa de ulei; se obţine astfel atît curăţarea elementelor filtrante de praful reţinut, cît şi



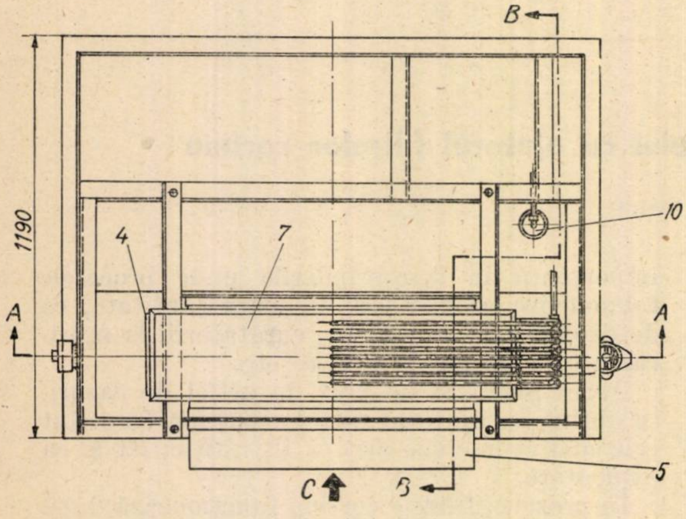


Fig. 1 a

acoperirea elementelor cu un strat subţire de ulei care reţine praful din aerul care traversează elementele de filtrare.

Elementele filtrante sînt realizate sub diferite forme constructive. De exemplu, sub forma unor casete articulate, legate de un lanţ format din bare care se aşază exact pe suprafaţa axelor, cel superior avînd rol de ax motor.

Casetele sînt construite la cote suficient de precise pentru a nu permite scăpări de aer prin spaţiul dintre corpul casetelor şi pereţii de ghidare. De asemenea o bună etanşare între casete elimină posibilitatea trecerii aerului nefiltrat.

Un alt model de filtru este format dintr-un lanţ cu zale din oţel pe care sînt fixate plăci de filtrare constituite din mai multe ţesături de sîrmă zincată, încadrate între lame elastice din oţel. Plăcile de filtrare se suprapun astfel că aerul traversează simultan patru sau cinci elemente de filtrare în partea anterioară şi tot atîtea la partea posterioară.

Plăcile de filtrare sînt strînse între bare de ghidaj pentru a se asigura trecerea aerului numai prin foile de filtrare, evitîndu-se scăpările prin părţile laterale.

În afara celor două tipuri de filtre cu elemente filtrante descrise, documentaţia de specialitate mai prezintă un tip nou de filtru cortină format dintr-o perdea de resoarte elicoidale din sîrmă de oţel subţire, închizînd drumul aerului şi obligîndu-l a trece numai prin plasele de sîrmă. Filtrul este uscat, îndepărtarea prafului reţinut făcîndu-se prin suflare cu aer, într-o zonă inferioară a cadrului.

Aerul filtrat cu ajutorul filtrelor cortină descrise poate avea maximum 100 mgf/m³ praf în suspensie. La concentrații mai mari, funcționarea acestora este considerată ca corespunzătoare.

În condiții de exploatare, randamentul filtrelor cortină variază între 70 și 90 %. Se rețin, în general, particulele mai mari decît 5—10 μm, nefiind recomandabile pentru particule de dimensiuni mai reduse. Pentru reținerea particulelor foarte mici sînt mai potrivite filtrele electrostatice.

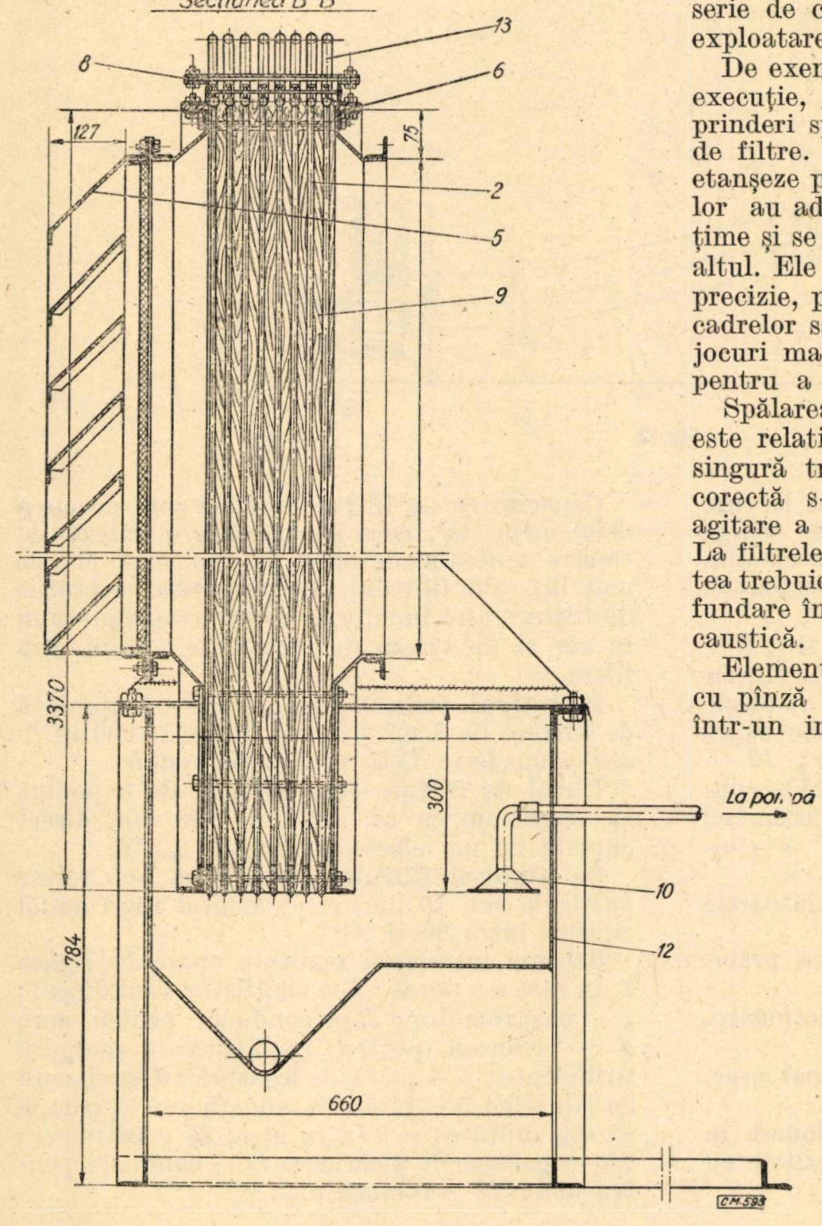


Fig. 1 b

Filtrele cortină se construiesc pentru debite de aer diferite, uneori foarte mari. Întrucît cu o singură cortină nu se pot realiza filtre cu debite prea mari, filtrarea unor cantități mari de aer se poate obține numai prin montarea mai multor panouri mari alăturate formînd pereții continui.

Filtrele cortină permit trecerea aerului, în general, cu viteză suficient de mare, circa 1,5 m/s, depășindu-se astfel viteza admisibilă pentru alte modele de filtre; se consideră, natural, că aerul aspirat nu este încărcat cu praf datorită unui proces tehnologic oarecare.

Din studiul experimental, comparativ, al tipurilor de filtre cortină existente, rezultă o serie de concluzii în legătură cu realizarea și exploatarea lor.

De exemplu, este necesară o mare precizie în execuție, greu de realizat în afara unei întreprinderi specializate în construcția unor astfel de filtre. Ghidajele laterale care trebuie să-și etanșeze perfect elementele filtrante la trecerea lor au adeseori dimensiuni mari, 3—4 m înălțime și se află la distanțe de circa 1 m unul de altul. Ele trebuie deci realizate cu foarte mare precizie, pentru a permite alunecarea ușoară a cadrelor sau pînzelor filtrante, fără a prezenta jocuri mai mari decît o zecime de milimetru, pentru a nu lăsa aerul să scape nefiltrat.

Spălarea elementelor filtrate, de praful depus, este relativă, întrucît se bazează numai pe o singură trecere prin baia de ulei. O spălare corectă s-ar putea obține prin o puternică agitare a elementelor filtrante în baia de ulei. La filtrele cu casete fixe, umezite în ulei, acestea trebuie spălate la anumite intervale, prin cufundare într-o baie cu soluție fierbinte de sodă caustică.

Elementele filtrante, casete mobile sau rame cu pînză metalică, realizează ciclul funcțional într-un interval de timp mare. Astfel, trec circa 24 de ore între ieșirea și reintrarea în baia de ulei, timp în care elementul nu se mai umezește cu ulei. Uleiul preluat prin aderență de elementele filtrante la trecerea prin baie se scurge continuu, grosimea stratului respectiv micșorîndu-se pe măsură ce elementul se încarcă cu praf. Trebuie deci să se ia în considerare că eficiența filtrării scade continuu, nefiind în orice caz uniformă în timp.

Pentru înlăturarea inconvenientelor menționate s-a studiat și realizat în cadrul Institutului de igienă și protecția muncii un nou tip de filtru cortină.

Filtrul este arătat în figura 1 și se compune dintr-un cadru metalic construit fără prelucrări mecanice și care îmbracă un fascicul de pînze filtrante formate din țesătură de sîrmă zincată de 0,4 mm diametru, avînd nouă ochiuri pe cm². Se montează în total opt rame avînd fiecare cîte opt pînze, de o parte și de alta, în total deci 64 pînze metalice. Aceste pînze sînt fixate între rame prin intermediul unor distanţiere din plăcuţe de lemn care ţin loc şi de garnitură.

La partea superioară, fasciculul de elemente filtrante este acoperit cu o carcasă în care se află opt ţevi de distribuţie prevăzute cu cîte 40 găuri de 2 mm diametru, prin care se scurge un curent continuu de ulei. Uleiul trece printr-un pieptene care asigură o repartiţie omogenă şi se scurge pe pînzele metalice traversate de aer.

— se asigură o filtrare eficientă, plasele filtrante fiind continuu acoperite cu un strat de ulei proaspăt, praful captat fiind transportat imediat în bazinul de ulei, de unde se poate extrage cu uşurinţă.

Un filtru de ulei intercalat pe conducta de presiune asigură reţinerea particulelor de praf antrenate şi care nu se depun în bazinul de ulei.

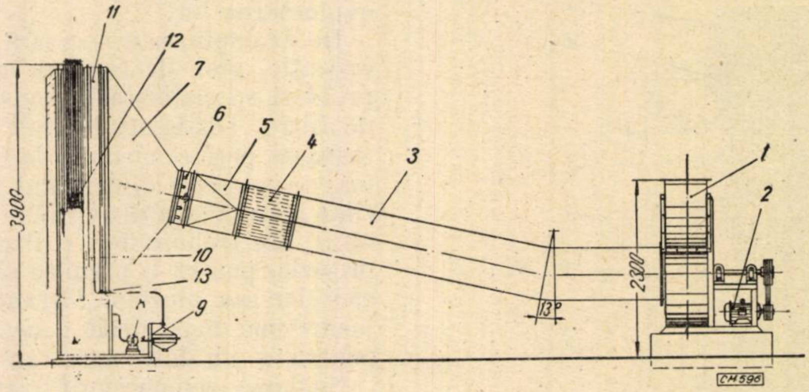


Fig. 2

În felul acesta se realizează un filtru la care plasele metalice sînt fixe, iar uleiul se scurge în mod continuu. Uleiul este pompat cu ajutorul unei pompe cu angrenaje care realizează recircularea necesară.

În figura 1 s-a notat : *1* — capac mare ; *2* — rama cu împletitură metalică ; *3* — distanţier mic ; *4* — capac mic ; *5* — capac cu jaluzele fixe ; *6* — ramă superioară ; *7* — capac superior ; *8* — garnitură ; *9* — distanţier ; *10* — sorb ; *11* — vană ; *12* — rezervor ; *13* — conductă cu orificii ; *14* — traversă de susţinere ; *15* — distribuitor ; *16* — robinet ; *17* — conductă 3/8″ ; *18* — garnitură.

Noul model de filtru prezintă următoarele avantaje :

— construcţie uşoară şi ieftină, fără prelucrări mecanice de precizie ;

— simplitate în execuţie şi în funcţionare, nemaifiind piese grele în mişcare ;

— elementul mobil, uleiul, este acţionat uşor, cu ajutorul unei pompe ;

— se obţine uniformitate de funcţionare în timp, plasele filtrante fiind continuu spălate cu ulei ;

Capacitatea de filtrare admisă este de circa 6000 $m^3/h \cdot m^2$, ceea ce permite o viteză de trecere a aerului de circa 1,7 m/s prin plasele metalice ale filtrului. Randamentul operaţiei de filtrare este funcţie de concentraţia prafului în aer şi de viteza de trecere a aerului prin filtru.

Prototipul realizat (fig. 2) are o suprafaţă de filtrare de 3 m^2 şi poate filtra 18 000 m^3/h aer atmosferic fără praf suplimentar.

Uleiul de filtrare este pompat de o pompă cu angrenaje cu un debit de 900 l/h, direct cuplată cu un electromotor de 1 kW.

Cu ajutorul filtrului realizat se pot reţine particule sub 10 μm, randamentul fiind astfel cuprins între 90 şi 98%.

Schema instalaţiei realizate apare în figura 2, în care s-a notat : *1* — ventilator centrifugal ; *2* — electromotor ; *3* — conductă pentru aer ; *4* — tronson pentru împiedicarea scurgerii turbulente ; *5* — piesă de legătură ; *6* — clapetă cu jaluzele ; *7* — pîlnie de aducţie ; *8* — pompă cu roţi dinţate ; — *9* filtru ulei ; *10* — filtru aer ; *11*—separator de picături ; *12* — conducte pentru ulei ; *13* — robinet ulei.

Documentare

Servocontrol pentru locomotive Diesel electrice. În : Brown Boveri Review, 51—4.

Pentru obţinerea unor economicităţi superioare este indicat ca motorul locomotivelor Diesel electrice să fie utilizat la puterea plină pe un cît mai larg interval de turaţii. În figura 1 se arată curba *1* a forţei de tracţiune în funcţie de viteză, suprapusă peste curbele caracteristice *2* şi *3* a doua generatoare alternative. Acest mod de reprezentare este acceptabil, deoarece intensitatea curentului *I* din abscisă este aproximativ proporţională cu forţa de tracţiune, iar tensiunea *U* poate fi corelată cu viteza locomotivei. O generatrice cu caracteristicile *2* va utiliza puterea plină numai în regimul *A*, în timp ce, dacă s-ar folosi maşina descrisă de caracteristica *2*, s-ar produce supraîncărcarea motorului Diesel şi turaţia ar cădea. O utilizare mai bună poate fi realizată prin folosirea unei generatrice cu o caracteristică modificată, definită de punctele *D—B—A—C—E*, care permite un cîştig de putere proporţional cu suprafeţele haşurate *D—B—A—G* şi *F—A—C—E*.

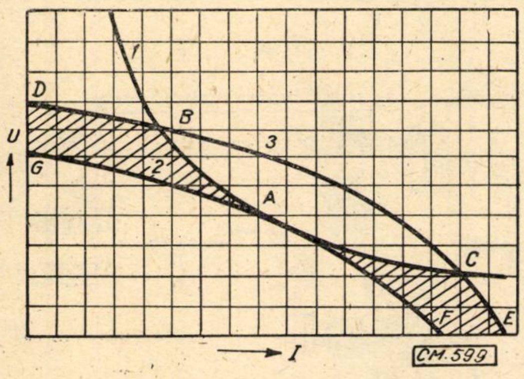


Fig. 1

Caracteristica *3* este modificată prin acţiunea unui servocontrol legat de regulatorul centrifugal al motorului Diesel. Poziţia cremalierei modifică intensitatea unei raze pe un captator fotoelectric, semnalul fiind amplificat electronic şi folosit pentru a influenţa excitaţia generatricei. Pe această cale, puterea folosită de generatrice este adaptată în orice moment la puterea reală a motorului. Supraîncărcarea a devenit imposibilă chiar dacă motorul are tendinţa de a-şi micşora puterea, ca de exemplu printr-o defectare a turbosuflantei de supraalimentare.

Filtrul de ulei compact cu autocurăţare. În : Gas and Oil Power, mart-april 1965.

Filtrul constă într-o serie de coloane poroase filtrante, fiecare cuprinzînd un mare număr de inele strînse, montate unul peste altul pe un tub-suport cu orificii. Fiecare inel este prelucrat pe ambele feţe, astfel încît fanta dintre două inele este triunghiulară în secţiune transversală şi crescătoare ca suprafaţă dinspre muchiile exterioare spre cele interioare. Direcţia de trecere a uleiului filtrat este dinspre suprafeţele exterioare spre cele interioare ale fiecărei coloane. Toate particulele mai mari decît mărimea fantei sînt reţinute pe suprafeţele exterioare ale coloanelor. O largă diversitate de elemente permite grade de filtrare între 600 şi 5 microni. La elementele din mase plastice nu trebuie depăşită temperatura de 100°C, dar la cele din aluminiu se poate ajunge pînă la 200°C.

Trăsătura cea mai interesantă este acţiunea de autocurăţare a fiecărei coloane, pe rînd, ceea ce elimină necesitatea schimbării elementelor de filtrare. În fig. 1, lichidul intră prin *A* şi este condus spre coloanele de filtrare *H*, din care majoritatea este extras prin *B*.O parte din ulei trece lateral prin canalul *C* şi supapa *D*, exercitînd o presiune oarecare asupra pistonului *E*. În figura 1, distribuitorul *G* este aliniat astfel ca orificiul său *F* să fie deasupra centrului coloanei de filtrare H. Presiunea produce coborîrea pistonului, descărcînd astfel conţinutul distribuitorului prin coloana *H*. Impurităţile care aderă la suprafeţele exterioare ale coloanei sînt îndepărtate de către fluxul inversat şi sînt precipitate spre ieşirea de la partea inferioară a cutiei filtrului. În figura

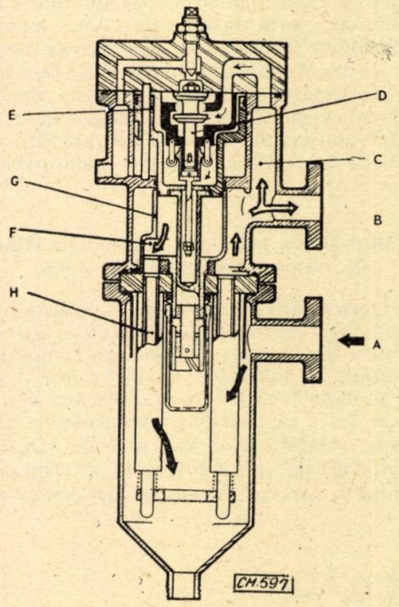


Fig. 1

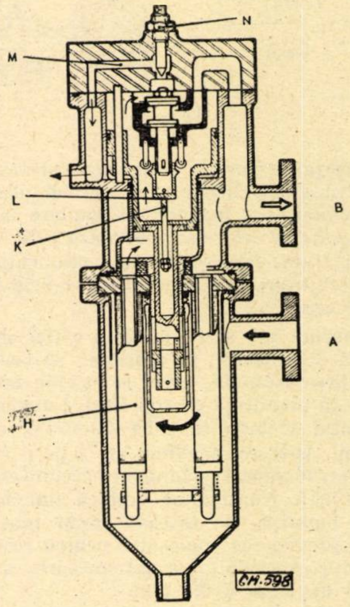


Fig. 2

2 se arată a doua fază a operaţiei, în care, cînd pistonul se apropie de capătul cursei sale, produce schimbarea supapei duble, oprind trecerea uleiului spre piston şi deschizînd circuitul dintre interiorul pistonului şi trecerea laterală *M*. Cînd acţiunea s-a terminat, uleiul trece din nou dinspre suprafaţa exterioară spre cea interioară a coloanei filtrante *H*, iar presiunea produsă sub piston îl forţează pe acesta să se ridice, descărcînd surplusul de ulei prin trecerea laterală spre rezervorul de ulei filtrat. Cînd pistonul ajunge la capătul cursei sale, el schimbă din nou poziţia supapei duble şi ciclul reîncepe. Mişcarea ascendentă a pistonului este folosită pentru centrarea orificiului distribuitorului pe coloana următoare, prin intermediul unui manşon cu cuie angajate în fantele elicoidale ale unei cămăşi, care face parte integrantă cu distribuitorul. La cursa ascendentă a pistonului, distribuitorul capătă o mişcare rotativă. Manşonul se dezangajează la cursa descendentă. Viteza de lucru poate fi reglată prin cuiul-ventil *N*. S-au construit filtre de acest gen pentru ulei de 24—80 t/h şi pentru combustibil de 30—100 t/h.

O nouă tehnologie de fabricaţie a arcurilor cilindrice. V. T. Usik. În: Maşinostroitel, nr. 1, 1965.

La uzina constructoare de maşini ,,Frunze'' s-a elaborat o nouă tehnologie de fabricaţie a arcurilor din bare de oţel 50 HFA prin înfăşurare la rece, pe strung model 1A62. Pentru micşorarea solicitării de încovoiere a primei spire — la bare cu diametrul mai mare de 10 mm — o porţiune de 50—100 mm de la capătul barei se încălzeşte pînă la 600—700°C într-o instalaţie electrică specială. Capătul încălzit, prins în orificiul suportului *1* (fig. 1), este introdus în canelura dornului *2*, care se fixează în universalul strungului şi în bucşa *3*.

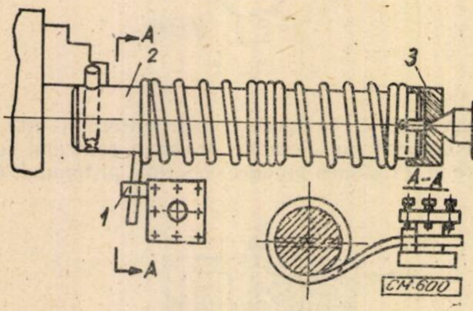


Fig. 1

Pentru înfăşurarea spirelor active se cuplează şurubul conducător al strungului. Înfăşurarea spirelor alăturate se efectuează prin comutarea manetei de cuplare în poziţia ,,arbore''. Pasul spirelor active se realizează prin reglarea corespunzătoare a transmisiei şurubului conducător. Diametrul dornului de înfăşurare este egal cu 0,93—0,96 din diametrul interior al arcului.

Tăierea arcurilor din semifabricatul astfel obţinut se execută cu piatră de vulcanit, pe o maşină specială de retezat. Pentru strunjirea frontală, arcul se prinde într-o bucşă de alamă, fixată în mandrină cu trei fălci. Lungimea suprafeţei strunjite frontal trebuie să aibă 70—75% din lungimea totală a spirei. Abaterea maximă de la perpendicularitate a acestei suprafeţe în raport cu lungimea arcului este de 1,5 mm.

După strunjirea frontală se verifică lungimea liberă, se îndepărtează bavurile, se tasează arcul pînă la lungimea de calcul, cu prevederea adaosului pentru rectificarea frontală şi se verifică rectilinitatea generatoarei, a cărei abatere nu trebuie să depăşească 0,5 mm.

Pentru aplicarea tratamentului termic, arcurile verificate se aşază pe dornuri tubulare de oţel rezistent la temperaturi ridicate, avînd diametrul exterior mai mic cu 0,3—0,6 mm decît diametrul interior al arcului. Călirea comportă încălzirea în cuptoare electrice pînă la 860—880°C, timp de 20—30 min şi răcire în ulei. Revenirea are loc tot în cuptoare electrice, la 360—370°C, timp de 2 h, cu răcire în aer. După tratament, duritatea arcului trebuie să fie de 46—50 HRC; arcurile a căror duritate nu se încadrează în aceste limite sînt supuse din nou tratamentului termic.

După tratament, arcurile sînt comprimate în dispozitive speciale, pînă la atingerea spirelor şi menţinute în această stare timp de 12 h. În funcţie de valorile verificate ulterior ale forţei de montaj şi de exploatare se stabileşte adaosul pentru rectificarea frontală. Această operaţie este urmată de sablare, control defectoscopic şi cadmiere. În final arcurile se supun din nou comprimării pînă la atingerea spirelor pentru depistarea defectelor mecanice, putîndu-se astfel evita ruperea la montaj sau în funcţionare.

Portmodel multiplu pentru maşini de copiat. În: Machinery, vol. **104**, nr. 2679.

În figura 1 apare un dispozitiv portmodel multiplu pentru maşini de copiat, utilizabil în special pentru modele plane şi cilindrice.

Dispozitivul, prezentînd şase posibilităţi de lucru, este format din axul *1* comandat de un cap divizor.

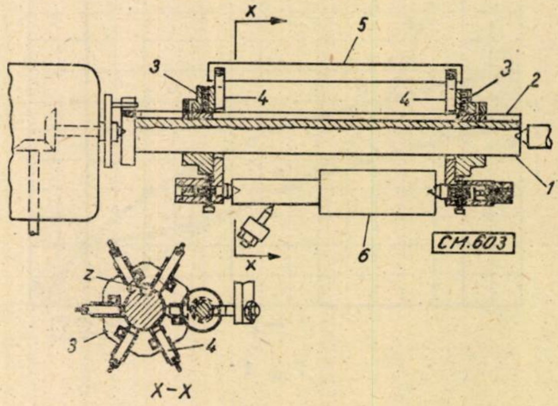


Fig. 1

Axul *1* posedă o canelura longitudinală *2* pe toată lungimea sa. Plăcile portmodel *3* se pot deplasa ın lungul axului putînd fi blocate într-o poziţie anumită cu ajutorul şuruburilor ce apar în figură.

Pe fiecare placă *3* se găsesc şase caneluri radiale cu secţiunea în coadă de rîndunică şi care servesc pentru a permite deplasarea radială a suporţilor propriu-zişi ai modelelor. Pe suporţii *4* se montează modele plane, de exemplu *5*. Modelele cilindrice *6* sînt montate prin intermediul unor vîrfuri fixate în plăcile suport *3*.

Se pot monta pe dispozitiv atît piese finisate, cît şi piese în diferite stadii de prelucrare.

Dispozitivul permite şi efectuarea prelucrărilor conice (în anumite limite), prin înclinarea corespunzătoare a unei bare drepte fixate între cei doi suporţi.

Cauzele şi înlăturarea defectelor de rectificare. R. S. Hahn. In: Tool and Manufacturing Engineer, vol. **51**, nr. 3.

În general, defectele de rectificare pot fi înlăturate dacă se cunosc cauzele vibraţiilor ce le determină.

În funcţie de aspectul urmei lăsate de discul de rectificat pe suprafaţa prelucrată, se pot determina, cu suficientă precizie, cauzele defectelor respective.

De exemplu, în cazul cînd urmele de rectificare apar sub forma unor linii drepte, se poate preciza dacă vibraţiile sînt forţate sau datorite modului de funcţionare a sistemului disc-piesă, pentru aceasta fiind necesar să se cunoască numai frecvenţa respectivă. Frecvenţa urmelor cauzate de vibraţie se determină raportînd viteza de deplasare a suprafeţei piesei la distanţa dintre două urme.

Vibraţiile întreţinute pot fi datorite electromotorului pentru antrenarea discului de rectificat. În acest caz, cîmpul magnetic învîrtitor al statorului determină deformarea acestuia, determinînd vibraţii cu o frecvenţă dublă în raport cu cea de sincronism. În cazul considerat, frecvenţa urmelor este egală cu cea a vibraţiei şi deci cauza poate fi uşor determinată.

Dacă frecvenţa urmelor este egală cu turaţia discului de rectificat, vibraţia se datoreşte dezechilibrării discului. Dacă frecvenţa urmelor este dublă, cauza poate consta în asimetria sistemului de prindere sau în nealinierea lagărelor.

În cazul cînd frecvenţa urmelor nu corespunde nici uneia din turaţiile pieselor rotatorii, cauza trebuie căutată în sistemul disc-piesă. În această situaţie, vibraţia poate fi determinată de elasticitatea organelor ce antrenează piesa, de uzura neuniformă a discului abraziv, datorită efectului giroscopic asupra discului etc.

Atunci cînd urmele au aspectul de striaţiuni, repetîndu-se periodic pe o distanţă ce corespunde unei rotaţii a discului, cauza defectului constă în neomogenitatea suprafeţei abrazive; verificarea se poate face uşor, observînd cu ochiul liber discul la o turaţie redusă.

Urmele sub formă de spirale pot apărea atunci cînd masa maşinii de rectificat are o mişcare alternativă şi sînt determinate de muchia discului în sensul avansului, periferia discului avînd o formă neregulată.

În cazul rectificării în adîncime, urmele spirale sînt datorite vibraţiilor sistemului disc-diamant în timpul rectificării discului şi care se reproduc apoi în sistemul disc-piesă.

Dispozitiv pentru transmiterea vibraţiilor ultrasonice la discul de rectificat. In: Machinery, vol. **104**, nr. 2679.

În figura 1 apare un dispozitiv care permite realizarea unor vibraţii ultrasonice în discul de rectificat, necesare pentru mărirea vitezei de aşchiere, pentru reducerea uzurii discului abraziv şi pentru realizarea unei rectificări mai uşoare în cazul materialelor dure.

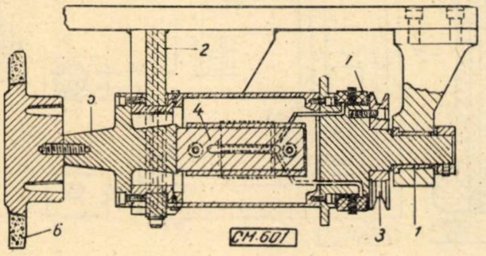


Fig. 1

Dispozitivul este montat pe o maşină de rectificat prin intermediul a doi suporţi *1* şi *2*. Antrenarea se face de către un electromotor prin roata de curea *3*.

Traductorul *4* este format din lamele realizate dintr-un material prezentînd un coeficient ridicat de magnetostricţiune şi solidar cu mandrina *5* care susţine discul de rectificat *6*. Legătura dintre traductor şi mandrină este făcută prin lipire.

Traductorul este alimentat cu curent alternativ prin intermediul inelelor de contact *7*; frecvenţa de vibraţie a axului atinge 20 000 Hz.

Pentru ca vibraţiile să se transmită radial în discul de rectificat *6*, acesta este aşezat într-un plan nodal al oscilaţiei respective.

Procedeu de mare productivitate pentru teşirea muchiilor angrenajelor. În: Metalworking Production, vol. **108**, nr. 12.

De curînd a fost pus la punct un nou procedeu de mare productivitate pentru teşirea muchiilor angrenajelor cu dinţi elicoidali.

În cadrul procedeului, metalul ce formează muchiile este deplasat prin deformare şi apoi îndepărtat cu ajutorul unui dispozitiv cu cuţite de debavurare.

Dispozitivul de teşire *1* comportă (fig. 1) două coroane cu dinţi drepţi *2*, separate printr-o coroană dinţată *3* cu dinţi elicoidali. Dispozitivul de debavurare *4* posedă două discuri ascuţite *5*, separate prin distanţierul *6*.

Operaţia comportă mai multe faze: angrenarea coroanei *3* cu dantura piesei de prelucrat *7*; apropierea concomitentă a dispozitivului de debavurare *4* de piesa *7*; mişcarea alternativă verticală a celor două dispozitive, astfel încît angrenajul de prelucrat să ajungă în contact cele două coroane dinţate *2* cu dinţi drepţi şi cu cele două discuri de debavurare *5*.

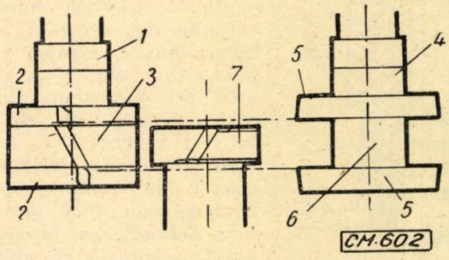


Fig. 1

Operaţia este aplicată înainte de rectificare şi de aplicarea tratamentului termic necesar, evitîndu-se astfel formarea unor muchii puternic carburate, care prezintă tendinţă de rupere.

Procedeul prezintă o mare productivitate. Astfel, un pinion pentru o cutie de viteze auto poate fi prelucrat în 8 s.

Maşina respectivă a fost realizată atît pentru prelucrare semiautomată, cît şi pentru un ciclu de lucru complet automat, fiind dotată cu un dispozitiv pentru alimentarea continuă.

Burghiu de aliaj dur pentru prelucrarea orificiilor adînci. M. A. Ţarenko. In: Stanki i instrument, nr. 3, 1965.

Pentru prelucrarea orificiilor adînci de 450—500 mm în piese de oţel crom-vanadiu se utilizează un burghiu special (fig. 1), format din corpul *1* şi plăcuţele *2* şi *3* de aliaj dur VK8. Componenta radială a forţei de aşchiere este preluată de muchia tăietoare *A* şi porţiunea de sprijin *B* ale plăcuţei 2, iar componenţa tangenţială — de plăcuţa *3*. Pentru fragmentarea şpanului pe lăţimea de aşchiere, muchia *A* este executată în trei trepte (fig. 2); cele trei fragmente sînt dirijate în canalul interior al corpului.

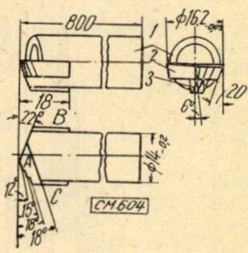


Fig. 1

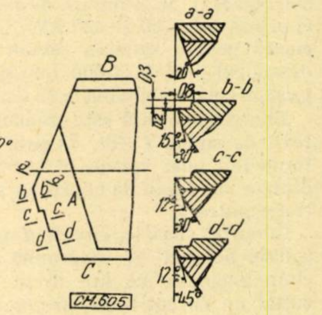


Fig. 2

Muchia de calibrare *C* este dispusă paralel cu axa burghiului şi are capătul uşor teşit, ceea ce exclude posibilitatea de zgîriere a suprafeţei prelucrate la scoaterea sculei din orificiu.

Prelucrarea orificiului se realizează pe o maşină cu trei axe şi cap hidraulic, la turaţia de 1 160 rot/min, viteza de aşchiere de 57,3 m/min şi avansul de 0,02 mm/rot. Lichidul de răcire (frezol 70 l/min) este introdus la presiunea de 40 at în spaţiul dintre suprafaţa prelucrată şi corpul burghiului şi este eliminat împreună cu şpanul prin canalul central.

Utilizarea burghiului descris a permis creşterea productivităţii operaţiei de 2,5 ori şi îmbunătăţirea preciziei de prelucrare (de exemplu, ovalitate sub 0,07 mm). Capacitatea de lucru între două recondiţionări este de 480 min.

Mandrină cu schimbarea rapidă a sculei pentru maşini de frezat. I. I. Sliţkii. In: Stanki i instrument, nr. 2, 1965.

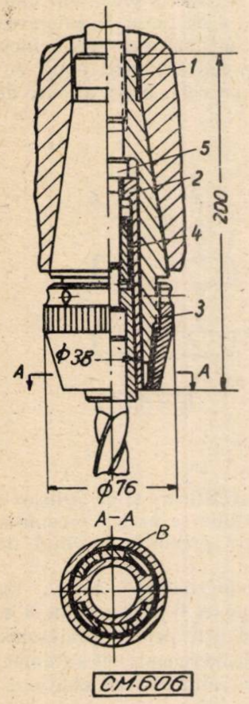


Fig. 1

La uzina din Dnepropetrovsk s-a construit şi introdus în fabricaţie o mandrină care permite schimbarea rapidă a frezelor-deget (fig. 1).

Corpul mandrinei *1* se centrează pe con în axul maşinii. Pe suprafaţa frontală inferioară a corpului sînt executate două caneluri în care pătrund aripioarele bucşei de schimb *2*, asigurînd astfel preluarea momentului de răsucire transmis de ax. Orificiul interior al bucşei *2*, în care se montează scula, trebuie să fie coaxial cu conul corpului *1*; abaterea admisibilă este de 0,02 mm. Solidarizarea bucşei cu corpul se realizează cu ajutorul piuliţei *3*, fiind suficientă rotirea acesteia cu 45—60°. Pentru înlocuirea bucşei trebuie să se rotească piuliţa în aşa fel încît canelurile sale *B* să ajungă în dreptul aripioarelor bucşei.

Scula se fixează în bucşa crestată intermediară *4*, prevăzută cu con Morse, care se strînge cu şurubul *5*. Prin utilizarea unui set de bucşe intermediare de diferite diametre interioare se pot prinde în mandrină freze-deget cu diametrul cuprins între 4 şi 40 mm.

Sudura continuă a ţevilor cu curent indus de înaltă frecvenţă. H. Droscha. In: Maschine und Werkzeug, vol. 64, nr. 19.

În cadrul instalaţiei respective funcţionează un generator termoionic care transformă curentul alternativ din reţea în curent continuu de tensiune înaltă. Curentul continuu este transformat apoi în curent alternativ de frecvenţă înaltă (circa 500 000 Hz), cu o putere de ieşire cuprinsă între 60 şi 620 kW, suficientă pentru sudarea ţevilor cu diametrul pînă la 1 000 mm şi cu grosimea peretelui pînă la 12,7 mm.

Energia necesară este transmisă ţevii de sudat *1* (fig. 1) prin intermediul unei spirale *2* formată dintr-o conductă de cupru cu secţiune pătrată.

Curentul electric, circulînd prin spirele bobinei *2*, determină un cîmp magnetic ce are drept rezultat un curent indus în peretele ţevii, al cărui traseu *3* urmăreşte marginile deschizăturii pînă la punctul de sudură *4*; în punctul *4* se închide circuitul curentului indus.

În cazul ţevilor de diametru redus se introduce în interior, în regiunea deschizăturii, un miez magnetic *5* din material sinterizat.

Rolele *6* servesc pentru deplasarea ţevii şi pentru închiderea deschizăturii. Curenţii induşi de înaltă frecvenţă, apărînd numai la suprafaţa ţevii, modul de încălzire realizat prezintă importante avantaje: dezvoltarea rapidă de căldură; lipsa contactului direct cu corpul de încălzire care ar putea arde materialul ţevii; încălzire superficială fără a afecta caracteristicile mecanice în adîncime; distribuţie uniformă a căldurii; rapiditate în realizarea cusăturii sudate.

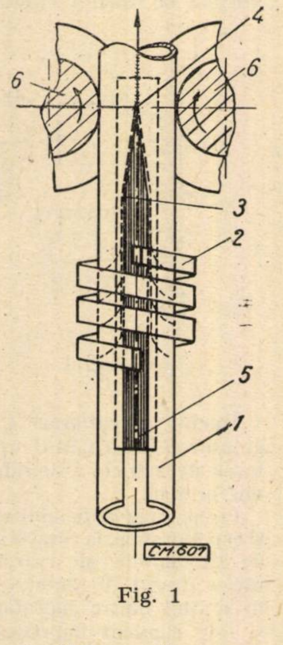


Fig. 1

Spirala de încălzire din cupru este răcită în timpul funcţionării printr-un curent de apă ce circulă prin interiorul spirelor. În afară de aceasta mai trebuie răcite şi miezul *5*, cum şi celelalte părţi metalice ale instalaţiei, care se găsesc în cîmpul magnetic realizat.

O metodă de măsurare a temperaturii suprafeţei pulverizatoarelor de injector. Iu. V. Luşciţkii. In: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 3, 1965.

Pentru măsurarea temperaturii suprafeţei pulverizatoarelor de injector s-a realizat şi experimentat un termocuplu de suprafaţă prezentat în figura 1.

Termocuplul este format din tija *1* de oţel R18, avînd forma unui ac de pulverizator, în interiorul căruia este montat conductorul *2* de copel, izolat printr-un strat de protecţie de metal oxidant.

Contactul dintre cele două elemente ale termocuplului este asigurat prin aplicarea unui strat subţire de cupru electrolitic pe suprafaţa de lucru *3*. S-au construit trei termocupluri, avînd grosimea stratului *a* de 5, 13 şi respectiv 30 μm.

În figura 2 este redată schema instalaţiei pentru încercarea termocuplului de suprafaţă în laborator.

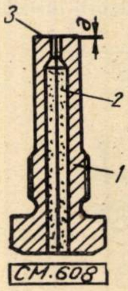


Fig. 1

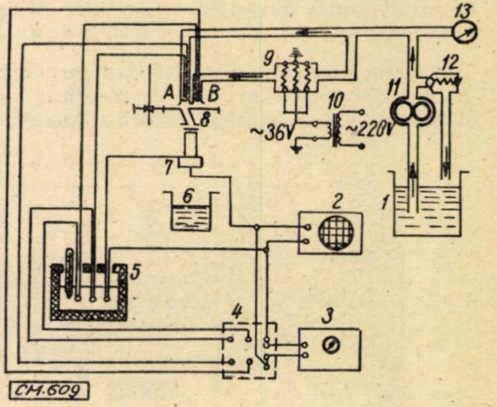


Fig 2.

Din rezervorul *1*, combustibilul este vehiculat prin două conducte spre pulverizatorul *8* de către pompa cu roţi dinţate *11*, prevăzută cu supapa de reglare a presiunii *12* şi manometrul *13*. Pe una din cele două conducte este plasat schimbătorul de căldură *9* cu rezistenţe de aliaj crom-nichel, alimentat cu curent alternativ prin intermediul transformatorului *10*. Pulverizatorul este antrenat în mişcare uniformă de rotaţie, astfel încît orificiul său înclinat comunică alternativ cu cele două conducte. Prin duza pulverizatorului cu diametrul de 1 mm, jetul de combustibil curge neîntrerupt pe termocuplul de suprafaţă *7*, trecînd apoi în rezervorul *6* al dispozitivului gravimetric de măsurare a consumului.

Măsurarea temperaturii combustibilului din cele două conducte de alimentare se efectuează cu termocuplurile cromel-copel *A* şi *B*, montate în imediata vecinătate a pulverizatorului. Toate termocuplurile au lipitura rece în termostatul cu ulei *5*, a cărui temperatură este controlată cu un termometru cu mercur. Termocuplurile sînt conectate pe rînd la potenţiometrul *3*, cu ajutorul întreruptorului *4*. Variaţia forţei termoelectromotoare a termocuplului de suprafaţă este urmărită pe ecranul oscilografului *2*, avînd domeniul de frecvenţă cuprins între 0,1 şi 10 000 Hz.

În timpul încercărilor, tipul combustibilului, frecvenţa de variaţie a temperaturii sale şi mărimea consumului de combustibil au fost alese în aşa fel încît amplitudinea oscilaţiilor de temperatură la termocuplul de suprafaţă să fie apropiate de cele realizate în mod obişnuit la suprafaţa pulverizatorului în funcţionare. Încercările au permis să se stabilească parametrii principali ai termocuplului de suprafaţă, cum sînt raportul dintre amplitudinea temperaturii la termocuplul de suprafață și amplitudinea temperaturii combustibilului, influența grosimii stratului de cupru electrolitic asupra indicațiilor termocuplului etc.

Pentru măsurarea temperaturii suprafeței pulverizatorului în motor s-au realizat termocupluri de suprafață chiar pe acul de pulverizator al injectorului, prin introducerea a trei conductoare de copel în ac: unul în știft și două în lungul acului (fig. 3).

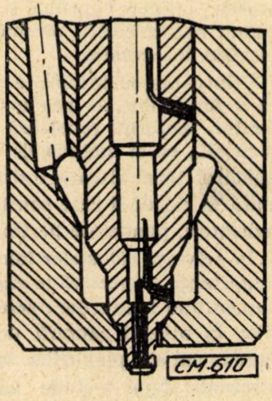


Fig. 3

Încercările s-au desfășurat pe un motor Diesel SMD-14 cu cameră de turbulență, cu dimensiunile fundamentale de 120/140 mm și puterea nominală de 75 CP, la 1 700 rot/min. Pentru măsurarea temperaturii pulverizatorului și a variației sale pe suprafața știftului s-a folosit aceeași schemă ca și la încercările de laborator. La regim nominal, temperatura medie a suprafeței inferioare a știftului a fost de 179°C (față de aceasta, oscilograful a marcat o variație de 15°C); la regimul de mers în gol, temperatura medie a scăzut pînă la 138°C. Valorile medii ale temperaturii părții inferioare a suprafeței de ghidaj a acului corespunzătoare celor două regimuri au fost de 91 și, respectiv, 77,5°C.

Anemometru cu tranzistoare utilizînd un fir cald la temperatură constantă. In: La technique moderne, vol. **56**, nr. 10.

Elementul sensibil al instrumentului considerat este un fir de 0,012 mm diametru și 10 Ω rezistență electrică.

Instrumentul permite, cu unele modificări, alimentarea unui element sensibil necesitînd un curent de încălzire pînă la 500 mA și o tensiune pînă la 15 V pentru alimentarea punții.

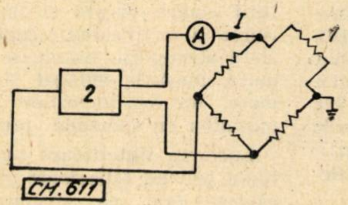


Fig. 1

Gama de viteze pentru care instrumentul este utilizabil poate ajunge pînă la 465 gf/s.m^2 viteză masică.

În figura 1 apare schema de principiu. Elementul sensibil *1* formează una dintre ramurile punții, care este echilibrată în atmosferă liniștită.

Cînd aerul se deplasează, elementul sensibil se răcește, rezistența sa electrică micșorîndu-se; puntea se dezechilibrează apărînd o tensiune pe diagonală, care, introdusă în amplificatorul *2* ca semnal, determină creșterea curentului de încălzire a elementului sensibil *1* pînă la reechilibrarea punții. Viteza de scurgere a aerului este deci determinată de valoarea curentului *I* ce trece prin punte.

Amplificatorul este de tipul cu cuplaj direct și poate furniza un curent *I* între 0 și 500 mA, cu o tensiune de 0 la 15 V, curentul absorbit de punte variind (pentru elementul de 10 Ω) de la 100 mA, pentru atmosferă liniștită, la 400 mA, pentru o viteză masică de 465 gf/s.m^2.

Agregat APK-10 pentru pregătirea furajelor combinate. A. A. Stișkovskii. In: Traktorî i selhozmașinî, nr. 2, 1965.

La Institutul unional pentru unelte și mașini agricole (VISHOM) s-a construit agregatul APK-10 pentru pregătirea furajelor combinate din rădăcinoase tuberculifere și nutrețuri concentrate suculente, prin amestecarea simultană cu fărîmițarea.

Agregatul (fig. 1) cuprinde spălătorul cu șurub-melc *3* cu acționare continuă, amestecătorul-fărîmițător *6*, transportorul pentru alimentarea cu erbacee verzi, pompa de apă *8*, pompa *9* pentru evacuarea noroiului din spălător, cadrul *5* și mecanismele de acționare și transmitere. Rădăcinoasele tuberculifere sînt încărcate cu un mijloc mecanic oarecare în buncărul de colectare *1*. Șurubul-melc al spălătorului, înclinat la 25°, preia tuberculele din buncăr în timpul rotirii sale și le deplasează în sus, în zona de spălare. Partea superioară a șurubului-melc este introdusă într-un corp cilindric, în care pompa *8* trimite apă sub presiune, prin furtunul *7* și conducta *4*. Pasul șurubului-melc este variabil, crescînd spre capătul său superior de la 400 la 500 mm, ceea ce contribuie la eficiența spălării. În partea inferioară a carcasei spălătorului este montat jgheabul *2*, prin care apa impurificată în timpul spălării este vehiculată spre pompa *9*.

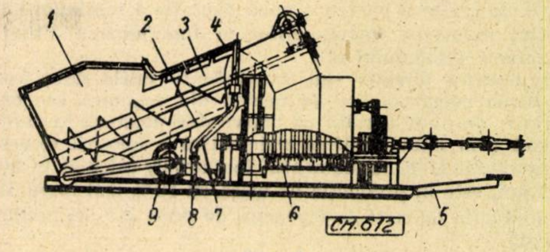


Fig. 1

Amestecătorul-fărîmițător cuprinde un concasor, al cărui rotor este prevăzut cu două tipuri de ciocane: unele nearticulate, subțiri, cu muchii tăietoare ascuțite pentru fărîmițarea nutrețurilor erbacee și altele articulate, groase, pentru fărîmițarea rădăcinoaselor și a adaosurilor dure pătrunse o dată cu acestea în buncăr. Rădăcinoasele trebuie introduse în agregat fără frunze sau cu resturi de frunze de 10—12 cm, iar nutrețurile erbacee (iarbă de graminee și de leguminoase, porumb etc.) tăiate cu ajutorul altor utilaje. După fărîmițarea concomitentă a celor două componente, amestecul format este evacuat din agregat de un dispozitiv de ejecție fixat pe rotor.

Pentru acționarea agregatului se folosesc tractoare cu pneuri sau șenile de 47—54 CP, cuplate prin ax cardanic de transmisia cu curele trapezoidale sau electrică de 28 kW. Caracteristicile tehnice ale agregatului sînt:

productivitatea la funcționarea continuă	10—12 t/h;
gabarite în stare de funcționare:	
— lungime	5 750 mm
— lățime	4 450 mm
— înălțime	2 000 mm
gabarite în stare de transport:	
— lungime	4 230 mm;
— lățime	1 870 mm;
— înălțime	2 000 mm;
greutate fără transmisie electrică	2 380 kg.

Metodele de cercetare a eficienței economice a fondurilor de producție în industria constructoare de mașini. G. G. Galcanza. In: Vestnik mașinostroenia, nr. 8, 1964.

Indicatorii productivității muncii și ai prețului de cost al producției, planificați, au o mare importanță pentru controlul eficienței economice a activității întreprinderilor industriale, însă, așa cum arată autorul, nu caracterizează activitatea acestora în ansamblu. Ca urmare, autorul propune drept criteriu al eficienței folosirii fondurilor indicatorul producției la o rublă din valoarea fondurilor de producție. Acest indicator valoric, sintetic, avînd sarcina să asigure compararea întreprinderilor cu o tehnologie asemănătoare, permite aprecierea aparatului de producție al ramurii construcției de mașini, diferențiindu-se în același timp după principala caracteristică economică, viteza reproducției fondurilor de producție.

În articol se examinează cu exemplificări concrete, avînd la bază formule matematice, gradul în care diferite cauze contribuie sau împiedică creşterea producţiei la o rublă din valoarea fondurilor de producţie.

În privinţa contribuţiei la creşterea producţiei, autorul urmăreşte evoluţia rezervelor care se pot calcula chiar la valorile medii ale randamentului fondurilor pe grupe de întreprinderi, diferenţiate în funcţie de nivelul indicatorilor economici sau pe grupe de întreprinderi, diferenţiate în funcţie de nivelul indicatorilor.

De asemenea, se evidenţiază ridicarea nivelului specializării producţiei, care creează premise pentru trecerea la producţia de masă şi în flux, introducerea tehnologiei înaintate, reducerea cheltuielilor de mijloace şi de timp de muncă, legate de reglarea pentru o nouă operaţie a maşinilor-unelte şi deci reducerea întreruperilor în funcţionarea utilajului în timpul schimbului etc.

În această direcţie sînt concludente unele date asupra industriei constructoare de maşini din regiunea economică Harkov, de unde rezultă că activitatea acestora se caracterizează prin îmbunătăţirea sistematică a folosirii resurselor de producţie şi că randamentul fondurilor, calculat în medie pe 7 ani, este în producţia de masă cu 10% mai mare decît în producţia de serie şi depăşeşte de peste 2,5 ori producţia unicală.

Faptul că întreprinderile cu producţie de masă obţin un nivel mai înalt al producţiei pe unitatea de fonduri se explică prin aceea că rotaţia mijloacelor circulante este în aceste întreprinderi mult mai rapidă decît în acelea cu producţie unicală.

În măsura în care autorul analizează factorii pozitivi, în aceeaşi măsură cuprinde şi pe acei negativi, urmărind fenomenul neritmicităţii producţiei, din cauza căruia se produc pierderi însemnate.

Printre metodele folosite la determinarea eficienţei economice a fondurilor de producţie în industria constructoare de maşini, autorul reliefează metoda statistică de corelaţie multiplă, ca şi metoda de selecţie a factorilor obiectivi din numărul total al caracteristicilor întreprinderii, care se prezintă în calcul şi care constă în compararea valorilor acestor indicatori, ponderate pe tipuri de producţie.

În privinţa calculelor folosite, calculul direct îşi păstrează importanţa respectivă la analiza internă şi la planificarea randamentului fondurilor; cercetarea însă şi planificarea fondurilor la nivelul ramurii de producţie, precum şi controlul fundamentării planurilor întocmite de întreprindere trebuie efectuate după metoda calculelor grupate, metodă redată în articol.

Recenzii

I. Diaconescu şi G. Sîrbu. Tehnologia prelucrării prin aşchiere. Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 383 pag.

Lucrarea prezintă tehnologia prelucrării prin aşchiere pe maşinile-unelte utilizate în întreprinderile constructoare de maşini şi este alcătuită din 10 capitole.

În primul capitol sînt expuse principalele noţiuni din teoria aşchierii. Pentru început se dau schemele tipice de aşchiere, se descrie geometria cuţitului şi se enumeră elementele secţiunii stratului aşchiat. Procesul de formare a aşchiilor este însoţit de examinarea forţelor şi puterii necesare, culminînd cu bilanţul energetic al maşinii-unelte. Alte obiective ale capitolului sînt uzura şi durabilitatea cuţitelor şi productivitatea maşinilor-unelte.

Capitolul 2 se referă la elementele fundamentale în construcţia maşinilor-unelte. Sînt examinate astfel seriile de turaţii pentru arborii principali, mecanismele pentru realizarea mişcărilor de rotaţie în trepte, pentru inversarea acestor mişcări, pentru realizarea mişcărilor rectilinii şi a celor periodice intermitente. De asemenea, se prezintă principalele tipuri de cutii de viteze şi cutii de avansuri, sistemele de reglare continuă a vitezelor, precum şi principiul, schemele şi elementele componente ale acţionărilor hidraulice.

Capitolele 3—10 se ocupă de operaţiile de prelucrare prin aşchiere şi de maşinile-unelte pe care acestea sînt efectuate.

Relativ la strunjire, un prim paragraf al capitolului 3 tratează construcţia generală a strungurilor normale, cu indicarea caracteristicilor principale ale strungurilor fabricate în Republica Socialistă România analiza mecanismelor şi a dispozitivelor aferente şi a lucrărilor la care sînt folosite etc. Pe lîngă acestea sînt descrise strungurile plane şi revolver (scheme cinematice, dispozitive şi accesorii, operaţii).

Găurirea, adîncirea şi alezarea sînt grupate în capitolul 4. După particularităţile procesului de aşchiere şi ale sculelor respective se examinează tipurile principale de maşini: de găurit, verticale, radiale şi prin coordonate, de alezat şi frezat orizontale.

În acelaşi mod este organizat capitolul 5 privind frezarea. O mare pondere este deţinută de maşinile cu consolă, care constituie categoria de bază a maşinilor de frezat, oferind posibilităţi multiple de execuţie. Se remarcă studiul lucrărilor care utilizează capul divizor.

În capitolul 6 se trece la rabotare, mortezare şi broşare, iar în capitolul 7 — la rectificare. Dintre obiectivele abordate cităm maşinile de broşat cu acţiune continuă şi discontinuă, acţionarea hidraulică a şepingurilor, rabotezelor şi mortezelor, caracteristicile, formele şi alegerea sculelor de rectificare, maşinile de rectificare fără centru, universale şi orizontale fabricate în Republica Socialistă România.

Capitolul 8 cuprinde alte genuri de prelucrări, cum sînt detalonarea, frezarea burghielor, filetarea cu cap rotativ, cu tarozi şi prin frezare etc. Paragrafe separate sînt rezervate strunjirii şi rectificării arborilor cotiţi, operaţiilor de netezire şi strunjirii roţilor montate. Printre metodele speciale analizate se disting prelucrarea prin scîntei electrice şi prelucrarea anodomecanică.

Execuţia roţilor dinţate este tratată în capitolul 9 (prelucrarea roţilor cilindrice cu freze melc, freze de formă cuţit-roată şi cuţit-pieptene, rabotarea danturii conice drepte şi înclinate, şeveruirea şi rectificarea); capitolul 10 prezintă strungurile automate şi semiautomate, maşinile agregat şi liniile automate, un loc important fiind afectat maşinilor cu comandă program.

Lucrarea sintetizează un preţios material privind tehnologia prelucrării mecanice, axat pe atributele moderne ale maşinilor şi utilajelor respective: productivitate ridicată, precizie mare, comoditate şi siguranţă în exploatare. Sînt puse în evidenţă realizările recente ale uzinelor şi întreprinderilor de specialitate din ţara noastră, ca, de exemplu, strungurile revolver cu turelă şi cu disc şi liniile automate din fabricaţia de motoare a uzinelor „Steagul roşu-Braşov". Lucrarea se adresează unui larg cerc de ingineri, tehnicieni şi specialişti din domeniul construcţiei de maşini.

C. A. Vasilescu şi V. Pimsner. Supraalimentarea motoarelor Diesel. Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 435 pag., 312, fig., 35 tab., 2 diagrame.

Mărirea puterii motoarelor Diesel prin supraalimentare este folosită din ce în ce mai larg în tehnica actuală ca unul dintre cele mai eficiente mijloace de ridicare a performanţelor motoarelor.

Lucrarea îşi propune să trateze atît problemele particulare ale motoarelor supraalimentate, cît şi cele legate de agregatele de supraalimentare. Ea este organizată în zece capitole. După unele generalităţi asupra procedeelor de supraalimentare, în capitolul doi se elaborează studiul ciclurilor teoretice şi reale ale motoarelor Diesel supraalimentate. Pentru calculul ciclurilor reale cu gaze se prezintă în anexă diagrama entropică necesară. Al treilea capitol al lucrării este consacrat particularităţilor formării amestecului şi arderii combustibilului în motoarele Diesel supraalimentate. Problemelor schimbării încărcăturii din cilindri le este dedicat capitolul patru. Următoarele două capitole se adresează celor două componente principale ale grupului de supraalimentare: compresorul şi turbina, iar capitolul şapte tratează problemele grupului în ansamblu, introducînd noţiunile de caracteristici universale. Capitolul opt dezvoltă caracteristicile motoarelor Diesel supraalimentate. Capitolul nouă trece în revistă unele probleme constructive ale acestor motoare, insistînd asupra solicitărilor termomecanice, poziţionarea agregatului de suplimentare etc. În sfîrşit, ultimul capitol cuprinde informaţii asupra exploatării motoarelor Diesel supraalimentate. Bibliografia lucrării cuprinde 145 titluri, multe din acestea fiind lucrări ale autorilor.

În lucrare sînt cuprinse cîteva exemple de calcul care uşurează aplicarea practică a metodelor propuse de autori.

Lucrarea este utilă atît pentru proiectarea, cît şi pentru exploatarea motoarelor Diesel supraalimentate.

FR. JOLIOT CURIE. Ştiinţa şi viitorul omenirii. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1963.

Editura ştiinţifică şi-a propus să prezinte cititorilor români personalităţi de seamă ale lumii contemporane. Astfel, în anul 1961 a fost editată culegerea de texte intitulată „Gîndire şi acţiune", prin care este prezentată figura ilustrului savant Paul Langevin, una dintre cele mai mari personalităţi intelectuale ale timpului nostru.

În anul 1963 aceeaşi editură a publicat culegerea de texte alese sub titlul „Ştiinţa şi viitorul omenirii", care cuprinde lucrări ale unui alt savant de seamă şi elev al celui amintit mai sus, Frederic Joliot Curie, fondatorul teoriei radioactivităţii artificiale şi militant de seamă pe tărîm obştesc.

Volumul se compune atît din comunicări ştiinţifice privind în special marile descoperiri în domeniul radioactivităţii, cît şi din texte politice prin care este prezentată personalitatea savantului comunist în toată complexitatea sa. Prefaţa este semnată de savantul englez, fizicianul J. D. Bernal. El evocă marea personalitate a lui Fr. Joliot Curie astfel: „Joliot se numără printre cei mai mari creatori ai noii ere ştiinţifice a umanităţii. Printre oamenii de ştiinţă era cel mai de seamă, nu numai pentru faptul că întrunea cunoştinţele şi geniul descoperirilor care au contribuit în mod hotărîtor la eliberarea energiei atomice, dar şi pentru că a înţeles ce reprezentau aceste descoperiri pentru viitorul omenirii".

Pentru o informare mai amplă a cititorilor asupra personalităţii lui Fr. Joliot Curie, volumul cuprinde o scurtă biografie a acestuia, citîndu-se principalele funcţii oficiale ştiinţifice sau sociale, cum şi o listă de lucrări, în marea lor majoritate fiind rodul colaborării ştiinţifice cu Irène Joliot Curie, soţia sa. Unele dintre acestea sînt reproduse în culegerea pe care o prezentăm.

Lucrarea cuprinde la început două texte ale autorului, prin care se dă posibilitatea ca cititorul neiniţiat în problemele de specialitate să fie pus în temă. Este vorba de conferinţa „Dezintegrarea atomică", rostită de Joliot Curie în anul 1945, în marele amfiteatru al Sorbonei, la scurt timp după exploziile atomice de la Hiroshima şi Nagasaki, în care face o prezentare istorică a teoriei atomului pornind de la structura materiei, fenomenele de transmutaţie naturală şi artificială, importanţa posibilităţii eliberării energiei atomice cu aspectele ei negative (bomba atomică), dar în special cu realizările de perspectivă a folosirii paşnice a energiei atomilor. „În zorii acestei ere noi — arată autorul — putem deja să ne punem mari speranţe în binefacerile pe care le vom obţine din dezvoltarea acestor descoperiri şi invenţii recente. Dar dacă vorbim despre o eră, un viitor, omenirea nu trebuie să se distrugă pe ea însăşi printr-o folosire necugetată a descoperirilor sale".

Aceleaşi probleme sînt cuprinse şi în conferinţa intitulată „Marile descoperiri ale radioactivităţii".

„Autobiografia ştiinţifică", publicată în continuare, cuprinde titlul descoperirilor epocale ale lui Joliot Curie şi ale soţiei sale. Amintim numai cîteva din ele: electrochimia radioelementelor; ionizarea produselor de particule α în hidrogen pur; asupra radioactivităţii samariului; efectul proiectării nucleelor de către radiaţia penetrantă a lui Bothe şi Becker şi probele experimentale ale existenţei neutronului; electroni pozitivi de transmutaţie; radioactivitatea artificială; reacţii în lanţ; cercetări de biologie cu ajutorul radioelementelor artificiale etc.

Împreună cu Irène Joliot Curie semnează o serie de articole. Astfel lucrarea „Noul aspect al radioactivităţii" consemnează pentru prima dată în acest domeniu posibilitatea ca prin intermediul unei acţiuni exterioare să se provoace, la unele nuclee atomice, o radioactivitate care durează un timp măsurabil în absenţa cauzelor care produc excitarea, descoperire făcută în 1934. Tot în acelaşi an este prezentată comunicarea „Separarea chimică a noilor radioelemente care emit electroni pozitivi", prin care se consemnează prima dovadă chimică a transmutaţiilor şi a capturii particulelor α de către nucleele care se transformă.

În alte articole „Proiectarea nucleelor uşoare de către o radiaţie puternic penetrantă. Ipoteza existenţei neutronului", „Probe experimentale despre existenţa neutronului" sînt expuse rezultatele experienţelor care au condus la admiterea existenţei unei radiaţii de neutroni, particule de masă 1 şi sarcina zero, emise în urma transmutaţiei anumitor nuclee uşoare sub acţiunea particulelor α.

De asemenea, sînt publicate comunicările „Asupra originii electronilor pozitivi" şi „Electronii de materializare şi de transmutaţie", în care autorii arată că radiaţia provocată de particulele α în beriliu produce electroni pozitivi în materia pe care o tratează, în special în elementele grele. Acestea ar fi provocate de radiaţiile γ. Aceste radiaţii, în momentul unei ciocniri cu un nucleu, se pot transforma în doi electroni, unul pozitiv şi altul negativ. Se observă şi emisia de electroni pozitivi la transmutaţia sub acţiunea particulelor α ale unor elemente uşoare (Al, B).

Articolul „Producerea artificială a elementelor radioactive. Dovedirea pe cale chimică a transmutaţiei elementelor", care constituie şi lucrarea de bază care a adus autorilor ei şi premiul Nobel în anul 1935, dovedeşte posibilitatea reală a fenomenelor transmutaţiei artificiale a elementelor, cum şi posibilitatea creării pe cale artificială a radioelementelor care nu există în natură din cauza instabilităţii lor, a unui număr de nuclee şi izotopi a elementelor cunoscute cu ajutorul unor particule iradiante: protoni, deuteroni, particule α, neutroni etc.

Conferinţa ţinută cu ocazia decernării premiului Nobel cuprinde două părţi: prima parte este expunerea lui Irène Joliot Curie, care face un istoric al descoperirilor privind energia atomică; partea a doua, expusă de Fr. Joliot Curie, se remarcă prin clarviziune şi modestie. Autorul a putut prevedea pentru un viitor apropiat ceea ce unii savanţi considerau încă o utopie, iar alţii o problemă de viitor îndepărtat. Fr. Joliot Curie a declarat cu această ocazie următoarele: „Dacă ne uităm în trecut şi apoi ne îndreptăm privirile asupra succeselor obţinute de ştiinţă într-un timp foarte scurt, atunci putem presupune că cercetătorii, construind sau distrugînd elementele după dorinţa lor, vor putea realiza transmutaţii cu caracter exploziv, adevărate reacţii chimice înlănţuite. Dacă se va arăta că asemenea transmutaţii ajung să se propage în materie, atunci ne putem imagina ce cantitate enormă de energie utilizabilă se va elibera".

Peste patru ani se realizează în practică această previziunea. Articolul intitulat „Asupra posibilităţii de a produce într-un mediu uranifer reacţii nucleare în lanţ nelimitat" reprezintă nota semnată încă în anul 1939 de H. Halban, Fr. Joliot Curie şi L. Kowarski, care conţine în particular principiul pilei atomice şi primele calcule pentru realizarea acesteia. Din cauza izbucnirii celui de-al doilea război mondial, această notă a fost depusă într-un plic sigilat la Academia de ştiinţe a Franţei, plic deschis la cererea autorilor în anul 1948.

În comunicarea intitulată „Dovada experimentală a fisiunii nucleelor de uraniu şi toriu sub acţiunea neutronilor", ţinută în 1939 la Academia de ştiinţe franceză, — Fr. Joliot Curie a dat răspuns la una din problemele cele mai importante la ora respectivă, şi anume: de unde să se ia marea cantitate de neutroni necesară fisionării unei mase mari de uraniu. Răspunsul a fost reacţia nucleară în lanţ; cu alte cuvinte a dovedit principiul modului de degajare a energiei intraatomice. În felul acesta a devenit limpede că degajarea energiei atomice este posibilă.

Un grup de articole publicate îl fac cunoscut pe Fr. Joliot Curie ca pe un bun organizator al cercetărilor ştiinţifice. Spre exemplu, conferinţa din 1945 „Cercetarea ştiinţifică în Franţa", în calitate de director al Centrului naţional de cercetări ştiinţifice. El a atras atenţia asupra valorii umane a ştiinţei şi a omului de ştiinţă, răspunderea pe care o are acesta în rezultatele cercetărilor sale. Mesajul său umanist şi ataşamentul său faţă de concepţia marxist-leninistă, încrederea sa în forţele socialismului şi păcii se reflectă în lucrările „Viitorul fizicii nucleare şi al aplicaţiilor sale în Franţa", „Cîteva reflecţii asupra valorii umane a ştiinţei", „De ce sînt comunist", „Realizările creatoare ale ştiinţei sovietice", „Mesaj celui de-al XIV-lea Congres al Partidului Comunist Francez" etc. Fiind conştient de pericolele războiului atomic, lansează în 1950 renumitul „Apel de la Stokholm" către întreaga lume şi fondează Consiliul Mondial al Păcii, al cărui preşedinte a fost pînă la încetarea sa din viaţă, în iulie 1958.

A. Caţi

I. I. KORIAKIN. **Biografia atomului.** Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1963.

După cum arată şi titlul cărţii, autorul îşi propune să prezinte o scurtă biografie a atomului sub o formă inedită grupînd povestiri despre descoperirea şi folosirea energiei atomice.

În introducere, autorul arată cititorilor că lucrarea are menirea să povestească „despre principalele etape ale biografiei atomului, despre fapte şi evenimente, unele dramatice, altele curioase. Despre greşelile oamenilor de ştiinţă şi geniala lor perspicacitate. Despre descoperiri întîmplătoare şi descoperiri făcute ca urmare a unei munci vaste şi intense. Despre munca unor solitari şi munca marilor colective de oameni de ştiinţă. Despre crimele săvîrşite de atom, săvîrşite fireşte fără voia lui, cît şi despre lucrurile bune pe care el le-a înfăptuit şi le înfăptuieşte" (p. 8).

În lucrare, biografia atomilor începe din sec. V—IV î.e.n. Dintre filozofii antici greci, care au pus bazele teoriei atomiste, Democrit — eminentul gînditor antic pe care K. Marx l-a denumit „Prima minte enciclopedică printre greci" — a considerat că materia este formată din mici particule ce nu pot fi divizate, numindu-le atomi, ceea ce în limba greacă înseamnă indivizibil.

Autorul analizează apoi perioada evului mediu care a însemnat un regres în domeniul ştiinţelor, în general, şi în concepţia despre lume. În această perioada întunecată a istoriei se dezvoltă, în special, alchimia care se baza pe experienţe conform principiului „amestecă şi contopeşte şi vom vedea ce iese".

Ştiinţa a început să renască abia în condiţiile dezvoltării capitalismului. Burghezia privea ştiinţa ca un mijloc de îmbogăţire prin realizările ei practice în industrie. Astfel, în sec. al XVII-lea este reluată teoria atomistă de către Robert Boyle, care descoperă cele trei stări de agregare a substanţei: solidă, lichidă şi gazoasă. Un alt moment important în cunoaşterea materiei a fost descoperirea lui M. V. Lomonosov, în sec. al XVIII-lea, privind transformarea şi conservarea materiei, formulînd legea conform căreia" .... toate schimbările care au loc în natură sînt asemenea stări, încît, atît cît se ia de la un corp, tot atît se adaugă altuia. Astfel, cîtă substanţă pierde un corp, cu tot atîta substanţă sporeşte celălalt". Întreaga mişcare a materiei se reduce la mişcarea atomilor. Prin aceasta se afirmă că natura nu este o îngrămădire haotică de procese, ci fenomene determinate de anumite legităţi.

Această concepţie a fost confirmată de John Dalton şi dezvoltată de Amedeo Avogadro şi de Johann Berzelius în prima jumătate a sec. al XIX-lea. În anul 1869, D. I. Mendeleev face comunicarea privind „Raportul dintre proprietăţile şi greutăţile atomice ale elementelor" şi enunţă legea periodicităţii elementelor, care stă la baza vestitului „tablou al sistemului periodic al elementelor".

Astfel, în pragul sec. al XX-lea ştiinţa despre atom se concretizează în aceea că varietatea lumii organice şi anorganice este rezultatul combinaţiilor elementelor chimice, iar atomul ca fiind particula indivizibilă a materiei. Descoperirile ulterioare au determinat ca fizica să treacă înaintea chimiei şi să deschidă o nouă etapă în cercetarea structurii materiei.

Autorul notează alte momente importante în biografia atomilor. Treptat, atomul începe să se dezvăluie. Astfel, în decembrie 1895, V. K. Röntgen din Würzburg publică articolul „Despre un nou fel de raze", cunoscute mai tîrziu sub denumirea de „raze Röntgen". Din cercetarea naturii acestor raze s-au făcut noi descoperiri, s-a trecut la o nouă eră, era atomică.

În continuare este prezentat Henri Becquerel care, datorită unei comunicări ştiinţifice eronate, a descoperit radioactivitatea şi a ajuns la concluzia că atomul nu este indivizibil, ci dimpotrivă, are o structură complexă. J. Thompson, în anul 1897, face primele încercări de a determina această structură şi descoperă electronul. El este primul care a explicat fenomenul conductibilităţii electrice prin existenţa în substanţă a unor electroni liberi.

În aceste condiţii şi-au început activitatea ştiinţifică soţii Curie. Maria Sklodowska Curie îşi alege ca teză de doctorat cercetarea naturii radiaţiilor emise de uraniu (descoperite de Becquerel). Propune ca acest fenomen să se denumească radioactivitate, iar elementele care iradiază — elemente radioactive. În procesul cercetărilor descoperă două elemente noi — poloniu şi radiu. Odată cu descoperirea radiului se constată că atomul conţine o mare energie. În anul 1900 a fost descoperită, de către E. Rutherford, transformarea spontană a unui element chimic în alte elemente chimice.

Data de 30 septembrie 1905, consemnată de autor, reprezintă ziua de naştere a vestitei teorii a relativităţii, care a însemnat cea mai mare revoluţie în concepţia omului despre natura materiei. Creatorul ei este Albert Einstein, iar articolul publicat se intitula „Despre electrodinamica corpurilor în mişcare". În acelaşi an, Einstein emite o teză deosebit de importantă prin care leagă într-un singur tot cele două noţiuni: substanţa şi energia. Între ele există o dependenţă stabilită prin formula $E = mc^2$.

Biografia atomilor se completează cu noi date. Astfel, în 1911 Rutherford creează un nou model de atom (opus celui elaborat de profesorul său J. Thompson), conform căruia întreaga sarcină pozitivă a atomului este concentrată în centrul său, în nucleu, iar electronii încărcaţi negativ se rotesc pe orbitele lor în jurul nucleului, ca un sistem planetar. Tot el a descoperit şi protonul. Autorul consemnează în continuare o nouă dată în cunoaşterea atomului: anul 1932. Este vorba de descoperirea neutronilor de către J. Chadwick. Neavînd sarcină electrică, această particulă poate străbate uşor atomul, putînd fi folosită în mod practic la descătuşarea energiei atomice.

Un loc de seamă acordă autorul activităţii savanţilor de renume mondial Irène şi Frederic Joliot Curie, fondatorii radioactivităţii artificiale (anul 1934).

În continuare se aminteşte efortul depus în jurul anului 1939 de savanţii diferitelor ţări în domeniul transmutaţiei elementelor prin bombardarea nucleului de uraniu cu neutroni. Este vorba de Enrico Fermi şi „băeţii" de la Universitatea din Roma, Hahn şi Strassman în Germania, Lise Meitner în Danemarca, şi de şcoala sovietică de cercetători. În fruntea lor s-au situat şi de data aceasta soţii Joliot Curie, care au arătat că bombardarea nucleului de uraniu cu neutroni duce la fisiunea nucleului de uraniu, eliberînd alţi neutroni capabili să bombardeze noi nuclee de uraniu, eliberînd astfel o cantitate colosală de energie prin reacţia nucleară în lanţ.

Lucrarea prezintă în continuare condiţiile impuse de izbucnirea celui de-al doilea război mondial şi necesitatea luptei împotriva nazismului. Un mare grup de savanţi au emigrat din Europa în S.U.A.: Fermi, Segré, Pontecorvo din Italia, Lise Meitner şi Albert Einstein din Germania, Niels Bohr din Danemarca, Leo Szillard, E. Wigner şi Eduard Teller din Ungaria. În ziua de 2 decembrie 1942, Enrico Fermi realizează, primul în lume, reacţia în lanţ de fisionare a nucleelor de uraniu şi astfel primul reactor din lume a început să funcţioneze.

Lucrarea arată în încheiere realizările obţinute în folosirea paşnică a energiei atomice (după război), contribuţia savanţilor sovietici, construirea primei centrale atomoelectrice din lume realizată în U.R.S.S. sub îndrumarea savantului I. V. Kurceatov, perspectivele deschise acestor domenii de cercetare.

Acesta este, pe scurt, conţinutul cărţii. Deşi subiectul este vast şi dificil, lucrarea este scrisă într-un stil popular şi atractiv, uneori simplist, fiind adresată, în primul rînd, cititorilor neiniţiaţi în problemele de fizică nucleară. Paralel cu informările ştiinţifice, autorul face o prezentare oamenilor de ştiinţă, care şi-au legat numele de biografia atomului, nelipsind nici unele întîmplări hazlii din viaţa lor.

A. Caţi

V. I. Popescu. **Analiza şi îmbunătăţirea calităţii pieselor forjate.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 215 pag.

Lucrarea constituie o contribuţie apreciabilă în cadrul îmbunătăţirii calităţii producţiei secţiilor de forjare şi matriţare şi, implicit, pentru reducerea preţului de cost prin cunoaşterea şi evitarea defectelor de forjare.

În primul capitol se expun principalele aspecte ale tehnologiei deformării prin presiune a metalelor şi aliajelor: deformarea plastică cu aplicaţie la deformarea plastică a macrocristalelor şi a policristalelor, starea de tensiune şi schemele posibile ale stării de tensiune, viteza de deformare, frecarea dintre scule şi materialul supus deformării plastice, fenomenele de recristalizare care au loc în timpul deformării plastice.

În capitolul următor se prezintă clasificarea defectelor pieselor forjate sau matriţate, modul de caracterizare a acestor defecte, şi se definesc cauzele ce le determină; cauzele se grupează în funcţie de cele două mari categorii de defecte, determinate de material şi datorite modului de execuţie a proceselor tehnologice de deformare plastică.

În capitolul III se evidenţiază posibilităţile de ameliorare a calităţii pieselor forjate sau matriţate la cald, prin influenţarea factorilor de care depinde plasticitatea, respectiv rezistenţa la deformare a metalelor şi aliajelor prelucrate, prin determinarea limitelor optime ale intervalului de temperatură în care trebuie să se realizeze deformarea şi prin stabilirea condiţiilor de încălzire şi de răcire.

Ultimul capitol al lucrării se referă la prescripţiile tehnice ce trebuie respectate la efectuarea recepţiei, şi la metodele de lucru şi utilajele cele mai moderne necesare pentru controlul tehnic.

Lucrarea este redactată într-un stil remarcabil de clar şi concis; ea este bazată pe o documentare multilaterală din literatura de specialitate recentă şi pe o evidentă experienţă personală a autorului.

Este de remarcat faptul că, în vederea realizării scopului propus, autorul nu se mulţumeşte să procedeze la o analiză într-un domeniu îngust, strict limitat la operaţiile tehnologice pure de deformare plastică, ci cercetează întregul ciclu de fabricaţie, scoţînd în evidenţă şi influenţa condiţiilor de elaborare, turnare, încălzire şi răcire, influenţa compoziţiei chimice şi a structurii asupra calităţii produsului.

Textul este completat prin 62 de desene şi reprezentări grafice şi printr-o anexă cu 62 de reproduceri fotografice bine executate, care se referă la defecte tipice apărute la piese forjate sau matriţate, constituind o necesară completare a lucrării. Cartea are un caracter practic aplicativ, putînd fi utilizată cu un real folos de cadrele tehnice din producţie.

P. Bălan. **Mărirea durabilităţi matriţelor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 151 pag.

În cadrul celor nouă capitole din care este formată, lucrarea tratează despre mărirea durabilităţii matriţelor în diferite domenii ale industriei constructoare de maşini. După ce, în capitolul 1, se arată analiza calităţii şi pregătirea materialului care trebuie matriţat, în capitolul 2 se examinează influenţa procesului de fabricaţie asupra măririi durabilităţii matriţelor.

În legătură cu aceasta sînt descrise calculul durabilităţii matriţelor, precizia pieselor componente ale matriţelor, toleranţele, influenţa profilului pieselor active asupra durabilităţii matriţelor, matriţarea de precizie, uzura etc.

Capitolul 3 se ocupă cu mijloacele de mărire a rezistenţei la uzură a pieselor active ale matriţelor. În acest sens se menţionează durificarea prin scîntei electrice, încărcarea prin sudură, cromarea dură, adaosurile din oţeluri dure etc.

Montarea corectă a matriţelor şi determinarea centrului de presiune a acestora constituie obiectul capitolului 4, după care se trece la depozitarea şi întreţinerea matriţelor în capitolul 5.

În capitolul 6 se elaborează costul matriţelor şi influenţa lui asupra introducerii lor.

După ce în capitolul 7 este tratată, în linii mari, problema folosirii materialelor plastice în construcţia matriţelor, în ultimele două capitole sînt prezentate alte două probleme importante; gospodărirea matriţelor şi sarcinile presatorului.

Într-o prezentare grafică corespunzătoare şi într-un format uşor de mînuit, cartea este de un real folos tehnicienilor şi muncitorilor din industria de specialitate.

I. Gluşcenko. **Bazele proiectării transmisiilor cu lanţuri cu role-bucşă** (Osnovî proektirovania ţepnîh peredaci s vtulocino rolikovîmi ţepiami). Lvov, Ed. Universităţii, 1964, 226 pag., 83 fig.

Alcătuită din 7 capitole, lucrarea examinează principalele probleme ale proiectării transmisiilor cu lanţuri cu role-bucşă, cu inserarea de date noi privind parametrii constructivi şi de rezistenţă ai lanţurilor, determinarea profilului de referinţă al acestora etc.

În primul capitol se prezintă noţiuni generale asupra transmisiilor cu lanţ. Astfel, se subliniază importanţa lor şi perspectivele de răspîndire în practică şi se propune o clasificare a schemelor de transmisii cu un singur rînd de lanţuri.

În paragraful destinat metodelor de calcul se elucidează problemele alegerii parametrilor principali (puterea, viteza lanţului şi turaţia roţii de lanţ, numărul de dinţi ai acesteia, raportul de transmitere ş.a.) şi se enumeră criteriile de apreciere a durabilităţii lanţurilor, cu indicarea rezultatelor unor experimentări recente.

Capitolul al doilea se referă la lanţurile cu role-bucşă cu eclise. După clasificare şi forme constructive se trece la analiza parametrilor geometrici, o atenţie deosebită fiind acordată abaterilor de la valoarea nominală a pasului şi deformării axei lanţului. Examinarea parametrilor de rezistenţă este urmată de studiul deformaţiilor longitudinale şi al rigidităţii. Cu acest prilej se prezintă curbele caracteristice de deformare şi instalaţiile de încercare.

Capitolul al treilea tratează despre roţile pentru lanţuri cu role-bucşă. Pe lîngă problemele generale, cum sînt materialele utilizate în fabricaţie şi relaţiile de calcul al profilului dinţilor, se abordează şi unele speciale, cum sînt numărul maxim de dinţi corelat cu valoarea limită a pasului lanţului şi unghiul de presiune a dinţilor roţii pe articulaţiile lanţului.

În capitolul al patrulea se trece la angrenarea cu lanţuri. Se analizează dispunerea articulaţiilor lanţului pe roţile de transmisie şi se elaborează calculul angrenării, care deţine ponderea principală în capitol. De asemenea, reţin atenţia studiul dependenţei coeficientului de angrenare faţă de numărul de dinţi ai roţii şi faţă de coeficientul de frecare şi influenţa numărului de dinţi ai roţii conducătoare asupra elementelor antrenate.

Obiectul capitolului al cincilea îl constituie proiectarea profilului de referinţă al lanţului, prin metoda aproximativă şi metoda exactă. Capitolul cuprinde, de asemenea, alegerea relaţiei optime dintre numărul de dinţi ai roţii şi numărul de zale ale lanţului.

În capitolul al şaselea se tratează calculul întinderii lanţului şi al reglajului transmisiilor cu lanţ. Se determină săgeata sub acţiunea greutăţii proprii şi a forţelor de inerţie, forţele care lucrează în transmisia cu lanţ, întinderea preliminară a lanţului. Pentru reglarea transmisiilor sînt descrise trei metode.

Capitolul al şaptelea se ocupă de proiectarea transmisiilor cu lanţ. Se indică ordinea calculului de proiectare, pentru determinarea rezistenţei la uzură fiind propuse metoda frecării specifice şi metoda presiunii specifice. Paragrafe speciale sînt consacrate calculului dispozitivelor de întindere şi presiunii pe arborele conductor.

Lucrarea constituie un îndrumar util pentru ingineri şi tehnicieni în problemele de proiectare şi fabricaţie a transmisiilor cu lanţ. Concepută la un nivel superior, lucrarea este întregită cu o serie de exemple de calcul, prevăzute la majoritatea capitolelor, cărora li se adaugă anexele cuprinzînd caracteristicile transmisiilor sovietice cu lanţuri cu role-bucşă şi date practice pentru proiectare.

A. D. POZDEEV şi IA. B. ROZMAN. **Cuplaje şi frîne electromagnetice cu indus masiv** (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 118 pag., 29 fig.

Cuplajele şi frînele electromagnetice cu alunecare se aplică pe scară largă în schemele de comandă a centrifugelor, dinamometrelor, dispozitivelor de frînare şi pornire, la mecanismele de acţionare ale transformatoarelor, pompelor compresoarelor, maşinilor de ştanţat etc. Cu ajutorul acestor utilaje se asigură pornirea fără şocuri şi limitarea cuplului de rotaţie, se realizează comanda de la distanţă a ambreierii şi debreierii motorului, se rezolvă diferite alte probleme ale dinamicii maşinilor şi mecanismelor.

În lumina celor menţionate, considerăm utilă traducerea lucrării lui Pozdeev şi Rozman, care tratează unul dintre tipurile constructive de cuplaje şi frîne electromagnetice cu alunecare — cel cu indus masiv — în cadrul a patru capitole.

Capitolul unu prezintă teoria cuplajelor şi frînelor electromagnetice cu alunecare cu indus masiv. Un prim paragraf este destinat noţiunilor generale (construcţie, funcţionare, clasificare, avantaje şi dezavantaje), apoi se examinează posibilităţile pe care le oferă cuplajele electromagnetice cu alunecare ca element al mecanismelor de acţionare automatizate. În continuare, se elaborează principalele relaţii de calcul al cuplajelor cu indus masiv neted şi se studiază reacţiunea acestuia. Alte obiective ale capitolului sînt constituite de cuplul maxim, viteza critică de alunecare şi numărul optim de perechi de poli. Un ultim paragraf se referă la cuplajele cu crestături axiale pe indus.

Capitolul doi se ocupă de problemele proiectării. Astfel, se dau criteriile de alegere a dimensiunilor principale, pe baza condiţiilor electromagnetice şi termice, şi se stabilesc etapele proiectării sistemelor magnetice ale cuplajelor. Determinarea permeanţei de scăpări şi a căderii de tensiune magnetică în inductor este urmată de calculul caracteristicilor mecanice. În încheierea capitolului sînt incluse exemple de calcul pentru cuplaje şi frîne electromagnetice.

Capitolul trei este consacrat seriilor industriale de mecanisme de acţionare care folosesc cuplaje electromagnetice cu alunecare. Pe lîngă mecanismele sovietice, între tipurile descrise se remarcă şi produse fabricate în alte ţări: Yoskawa (Japonia), Py (Anglia), Stromag (R.F.G.).

Folosirea cuplajelor electromagnetice cu alunecare în industrie este examinată în capitolul patru. În primul rînd se prezintă mecanismele reglabile de acţionare PMS, aplicate la maşini-unelte, transformatoare, bancuri pentru încercarea aparaturii de alimentare a motoarelor Diesel etc., mecanismele de acţionare cu inerţie mare şi cele utilizate la ventilatoare. În continuare, se studiază utilizarea cuplajelor electromagnetice cu alunecare cu ambreiaj, pentru ameliorarea proceselor tranzitorii şi pentru protecţie în cazul suprasarcinilor. Un loc special este rezervat frînelor şi dinamometrelor pe bază de cuplaje electromagnetice de alunecare.

Prin conţinutul său, lucrarea se adresează inginerilor şi tehnicienilor proiectanţi şi de exploatare din domeniul abordat.

Cronică

A IX-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din Bucureşti

Între 28 şi 30 Mai a. c. a avut loc cea de-a IX-a sesiune ştiinţifică a Institutului politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din Bucureşti. Cele aproape 500 de comunicări s-au prezentat în 25 de secţii. În afara cadrelor didactice din Institutul politehnic „Gheorghe Gheorghiu-Dej" din Bucureşti au susţinut comunicări cadre didactice din alte institute de învăţămînt tehnic superior din ţară, cadre de cercetare din unităţile Academiei Republicii Socialiste România şi din cele departamentale, precum şi specialişti din producţie. Multe lucrări au fost rodul colaborării dintre unităţile menţionate. Problemele atacate se referă atît la cercetarea fundamentală, cît şi la cea aplicativă. Multe dintre lucrările prezentate au fost generate de producţie şi şi-au găsit aplicaţia nemijlocită în producţie.

După cuvîntul de deschidere rostit de prof. ing. *C. Dinculescu*, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, rectorul Institutului, şi după prezentarea în cadrul şedinţei de deschidere a comunicării: „Rolul revoluţiei sociale, ştiinţifice şi tehnice în dezvoltarea omenirii", de prof. *Roman Valter*, s-a trecut la comunicările pe secţii. Dintre cele care interesează în primul rînd industria construcţiilor de maşini s-au remarcat următoarele comunicări: „Asupra devierii unui jet gazos subsonic, de lărgime finită, printr-un obstacol diedric", de prof. *Elena Murgulescu*, „Unele consideraţii referitoare la analizarea factorilor de cuplaj în izolarea şi amortizarea maşinilor contra vibraţiilor, de conf. *A. Stan*, „Contribuţii la studiul dinamic al mecanismelor sferice pentru acţionarea aparatelor de tăiere la maşinile de recoltat", de prof. *D. Tutunaru* şi conf. *M. Segărceanu*, „Distribuţia eforturilor produse de variaţia de temperatură în calea ferată sudată continuu", de prof. *C. Teodorescu* şi prof. dr. *R. Bădescu*, „O soluţie a problemei conturului pentru învelişurile de revoluţie cu profil eliptic", de conf. *M. Renert*, *D. Flondor* şi *Gh. Iordache*, „Metode de calcul în probleme de stabilitate elastică", de conf. *A. Petre*, „Asupra posibilităţilor de adaptare a turbomotoarelor cu ardere internă la cerinţele centralelor termoelectrice de vîrf", de prof. *C. Dinculescu* şi ing. *V. Pimsner*, „Analiza termodinamică a proceselor de umplere şi evacuare a gazului din cilindrul detentorului cu piston", de *V. Radcenco*, „Realizarea unui banc de încercări pentru compresoare frigorifice la laboratorul de termotehnică", de *Marieta Grigoriu*, „Studiul modificării caracteristicii de moment motor la motorul SR-211", de prof. *G. Bărănescu*, prof. *C. Aramă*, prof. *C. Ghiulai*, conf. *B. Grünwald*, ing. *N. Apostolescu*, ing. *Tr. Dudaş*, ing. *Gh. Zătreanu*, ing. *A. Manole*, ing. *D. Taraza* şi ing. *Gh. Cazan*, „Calculul recuperatoarelor rotative", „Metode de proiectare pentru calculul maşinilor rotative", de prof. *Al. Seleşteanu*, „Asupra apăsării radiale a segmenţilor pe cilindru la motoarele cu ardere internă", de prof. *C. Ghiulai* şi ing. *Gh. Cazan*, „Contribuţii la studiul perioadei arderii progresive şi postarderii în motorul cu aprindere prin comprimare", de ing. *N. Apostolescu*, „Influenţa preîncălzirii prealabile cu abur prelevat de la turbine a apei de alimentare şi aerului de ardere asupra economicităţii cazanelor şi centralei în ansamblu", de prof. *M. Postelnicescu* şi ing. *C. Neaga*, „Studiul tehnico-economic al cazanelor cu focarul şi canalele de gaze de ardere cu suprapresiune", de prof. *Şt. Gheorghiu* şi ing. *P. Constantinescu*, „Unele probleme ale îmbinării folosite în construcţia motoarelor cu ardere internă" de prof. *G. Bărănescu* şi ing. *Gh. Zătreanu*, „Calculul analitic al răcirii diferenţiale la motorul cu benzină", de conf. *A. Stambuleanu*, „Metodă pentru determinarea influenţei valorilor parametrilor constructivi asupra indicilor caracteristicilor specifice de calitate ai motorului turboreactor cu dublu flux", de conf. *Al. Stratilescu*, „Asupra curgerii fluidelor reale prin labirinţii de etanşare ai maşinilor hidraulice", de acad. prof. dr. ing. *D. Dumitrescu* şi conf. *M. Cazacu*, „Trasarea profilului şi fluxului rotoarelor Francis'', de prof. dr. *D. Pavel*, „Regimul tranzitoriu în conductele de aspiraţie şi de refulare ale pompelor cu piston'', de conf. *D. Taşcă*, „Contribuţii la studiul unor servomotoare hidraulice'', de conf. *Şt. Zarea*, „Influenţa frontierelor asupra scurgerii prin reţele de profile de mică alungire ale turbomaşinilor'', de ing. *G. Guţă*, „Asupra mecanicii mediilor continui ne-newtoniene'', de prof. *N. Tipei*, „Studiul determinării experimentale a caracteristicilor de transfer ale obiectelor industriale'', de prof. *C. Penescu*, conf. *I. A. Badea*, ing. *Simion Florea*, ing. *Venera Dudaş*, ing. *I. Şarlea*, şi ing. *N. Mirea*, „Contribuţii la mărirea rezistenţei la uzură a burghielor'', de prof. *A. Petrovici*, conf. *Ionescu-Siseşti*, conf. *Al. Visarion*, conf. *M. Tănăsescu*, ing. *I. Sonea*, ing. *S. Pop*, ing. *L. Gîrleanu*, Ing. *Gh. Calea*, Ing. *L. Ene*, şi ing. *Tr. Bivolaru*, „Determinări experimentale privind rigiditatea statică şi dinamică a strungurilor fabricate de Uzina de strunguri din Arad'', de ing. *Al. Rădulescu*, ing. *C. Micu* şi ing. *St. Dolgărăscu*, „Aspecte privind superfinisarea prin rulare a alezajelor cilindrice pînă la diametrul de 100 mm în Uzinele „23 August'', de ing. *A. Maier*, ing. *C. Vasilescu*, şi ing. *M. Vintilă*, „Consideraţi în legătură cu creşterea preciziei de prelucrare în cazul aşchierii cu secţiune variabilă'', „Influenţa jocurilor din lanţul cinematic asupra preciziei de prelucrare'' şi „Prelucrarea melcilor globoidali pe freza orizontală'', de ing. *I. Gavrilaş*, „Cu privire la determinarea parametrilor funcţionali ai excentricilor circulari'', de ing. *Voicu Tache*, ing. *Gh. Bădescu*, şi ing. *A. Brăcaru*, „Cu privire la erorile geometrice ale maşinilor de rectificat şi influenţa lor asupra preciziei prelucrării'', de ing. *I. Oprean*, şi ing. *V. Bogdan*, „Contribuţii la mărirea rezistenţei la uzură a cuţitelor de strung, de prof. *A. Petrovici*, conf. *Ionescu-Siseşti*, conf. *Al. Visarion*, conf. *M. Tănăsescu*, ing. *I. Sonea*, ing. *S. Pop*, ing. *L. Gîrleanu*, ing. *Gh. Caleo*, ing. *L. Ene*, şi ing. *Tr. Bivolaru*, „Contribuţii la aprecierea influenţei vibraţiilor maşinilor de rectificat interior şi exterior asupra calităţii micro şi macrogeometriei pieselor prelucrate'', de ing. *O. Belzo*, „Consideraţii şi propuneri în legătură cu controlul distanţei dintre axele alezajelor'', de ing. *D. Dragu* şi ing. *A. Sturzu*, ''Asupra temperaturii lagărelor de alunecare în stare de echilibru termic, cu considerarea fluxului de căldură în cazul cuzineţilor din mase plastice'', de prof. dr. *Gh. Manea*, conf. *M. R. Mustafa*, ing. *I. Ponner*, şi ing. *M. Pascovici*, „Calculul coeficientului dinamic la roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi'', de ing. *Tr. Mladinescu*, „Contribuţii la studiul lagărelor hidrostatice în cazul folosirii lor la maşinile de rectificat'', de ing. *V. Tabără*, „Alegera reţelei structurale optime la elaborarea cinematicii cutiilor de viteze cu mai mult de două axe'', de ing. *I. Sandu* „Contribuţie la calculul broşelor lucrînd prin generare'', de ing. *C. Minciu*, „Maşină pentru obţinerea vitezelor mici pe traiectorii rectilinii'', de prof. *E. Botez*, ing. *Gh. Biber*, ing. *I. Sandu*, şi ing. *V. Moraru*, „Studiul influenţei parametrilor regimului de aşchiere asupra componentelor forţei de aşchiere şi stabilităţii la autovibraţii în cazul frezării frontale'', de ing. *Gh. Zgură*, „Contribuţii la teoria maşinii de extragere cu un melc'', de conf. *M. Renert* şi conf. *H. Ionescu*, „Contribuţii la studiul posibilităţilor de mărire a aderenţei tractoarelor agricole pe roţi'', de conf. *Gh. Vasiliu* şi ing. *L. Neguţ*.

Sesiune tehnico-ştiinţifică

În zilele de 4—5 iunie a.c. a avut loc la F.M.U.A.-Bucureşti sesiunea tehnico-ştiinţifică cu tema „Îmbunătăţirea calităţii maşinilor-unelte fabricate în Republica Socialistă România'', organizată de Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini şi Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor. La sesiune au participat 120 cadre tehnice din: D.G.M.F.M.U.—M.I.C.M., uzine constructoare de maşini-unelte, institute de cercetări şi proiectări, institute de învăţămînt superior şi din partea unor organe centrale de stat (C.S.P., D.G.M.S.I., Editura tehnică etc.)

În cadrul sesiunii au fost prezentate 4 referate generale şi 18 comunicări din partea diferitelor uzine şi institute.

În timpul lucrărilor sesiunii au fost citite din Proiectul de Directive al Congresului al IX-lea al P.C.R. pasajele privitoare la construcţia de maşini-unelte în perioada 1966—1970, astfel încît dezbaterile sesiunii să fie orientate în cadrul prevederilor Directivelor.

Referatele şi comunicările au prezentat cele mai noi realizări din ţară şi străinătate, pe linia construcţiei şi tehnologiei de fabricaţie şi metodele de control în domeniul producţiei de maşini-unelte; totodată sesiunea a prilejuit un larg schimb de experienţă şi de informaţii între cadrele tehnice din diferite uzine, institute de cercetări şi institute de învăţămînt superior.

Principalele probleme reieşite din referate, comunicări şi din discuţii sînt următoarele :

— Extinderea tipodimensiunilor de maşini-unelte care se produc în prezent, ţinînd seamă de nivelul atins pe plan mondial (maşini agregat, maşini cu comandă program, strunguri revolver strunguri monoax automate etc.).

— Asimilarea de noi tipuri de maşini-unelte astfel încît să crească ponderea maşinilor de complexitate ridicată (maşini de rectificat, maşini de danturat, maşini de alezat).

— Continuarea modernizării maşinilor-unelte existente în fabricaţie, care nu sînt la nivelul tehnicii actuale (maşini de rabotat, freze de sculărie, maşini de rectificat universale etc.).

— Extinderea fabricării de accesorii speciale în vederea creării unei mai mari universalităţi a maşinilor-unelte, dotarea lor cu dispozitive de control automat, dispozitive de prindere, strîngere şi acţionare hidraulică şi pneumohidraulică.

— Extinderea tipizării unor subansamble utilizate la o întreagă gamă de tipodimensiuni ale unor tipuri de maşini-unelte, sau a unor maşini-unelte universale (cutii viteze, cutii avans, suporturi, pompe etc.)

— Execuţia tipizată şi centralizată a organelor de maşini de utilizare generală (angrenaje, axe etc.), a echipamentelor (hidraulice, pneumatice, electrice şi de programare) şi dotarea uzinelor producătoare cu standuri de probă corespunzătoare.

— Tipizarea şi introducerea de variatoare de viteză de tip mecanic sau electric în vederea asigurării reglajului continuu al vitezelor şi avansului.

— Ridicarea clasei de precizie a angrenajelor folosite în construcţia de maşini-unelte în vederea reducerii vibraţiilor, zgomotului şi măririi durabilităţii (revizuirea STAS-ului existent).

— Mărirea rigidităţii maşinilor-unelte prin efectuarea de încercări de rigiditate statice şi dinamice atît pe subansamble, cît şi pe întreaga maşină (revizuirea şi completarea STAS-ului existent).

— Extinderea folosirii aparatului pentru verificarea curelelor trapezoidale confecţionat la I. P. Timişoara şi revizuirea STAS-ului existent de curele.

— Extinderea folosirii bucşelor autolubrifiante sinterizate din pulbere de fier şi executarea centralizată a acestora.

— Organizarea recepţionării rulmenţilor necesari fabricaţiei de maşini-unelte direct la fabricile furnizoare înzestrate cu aparatură de măsură şi control completă, în vederea livrării către uzinele de maşini-unelte de rulmenţi silenţioşi şi de precizie ridicată.

— Respectarea riguroasă a prescripţiilor tehnice privind detensionarea batiurilor de maşini-unelte turnate sau sudate.

— Prelucrarea de precizie a alezajelor din carcase prin folosirea barelor de alezat cu două cuţite la 180°.

— Extinderea unor operaţii de suprafinisare (vibronetezire, honuire şi lepuire) pentru unele repere şi scule de înaltă precizie, puse la punct la I. P. Braşov.

— Constituirea în principalele uzine de grupe tehnologice care să facă studii şi încercări privind îmbunătăţirea tehnologiei existente, adoptarea de noi tehnologii, construirea de noi SDV-uri etc.

— Studierea posibilităţii restrîngerii gamei de oţeluri de cementare şi îmbunătăţire folosite în construcţia de maşini-unelte.

— Extinderea metodei de întocmire a cartotecilor de urmărire a reperelor mari (batiuri, carcase), folosite de uzina de strunguri din Arad, în care se trec toate datele în legătură cu caracteristicile materialului, operaţiile executate, rezultatele controalelor etc.

— Elaborarea de prescripţii tehnice unice de fabricaţie şi recepţie pentru unele repere importante și subansamble, precum și pentru executarea și folosirea unor scule de mare productivitate (scule combinate și complexe, capete de frezat reglabile etc.)

— Dotarea uzinelor de mașini-unelte cu aparatură de măsură și control de precizie ridicată și elaborarea unei tehnologii de control detaliate pentru fiecare tip de mașină-unealtă.

— Cercetarea elementelor de uzură ale mașinilor-unelte și stabilirea de materiale înlocuitoare superioare.

— Stabilirea de M.I.C.M.-D.G.M.F.M.U. a temelor propuse a fi studiate și experimentate de către catedrele de specialitate ale institutelor politehnice în vederea evitării paralelismelor.

— Organizarea de schimburi de experiență periodice între cadrele tehnice din uzinele constructoare de mașini-unelte în vederea cunoașterii celor mai valoroase realizări din uzine, precum și de conferințe ținute de specialiști care s-au deplasat în străinătate

— Intensificarea de către conducerile de întreprinderi, comitetele sindicatele și comisiile inginerilor și tehnicienilor a acțiunilor de ridicarea calificării și specializării muncitorilor și cadrelor tehnice din toate uzinele constructoare de mașini unelte, corespunzător cerințelor construirii unor mașini-unelte cu performanțe ridicate și de calitate superioară.

Participanții la sesiune au apreciat ca foarte utilă organizarea acesteia, ținînd seamă de sarcinile ce le revin constructorilor de mașini-unelte în viitorul plan cincinal.

S-a propus ca în viitor să se organizeze cel puțin o sesiune tehnico-științifică anuală pe tema îmbunătățirii calității și performanțelor mașinilor-unelte fabricate în Republica Socialistă România.

Informații

Aliaj pentru lipirea tablei de aluminiu

Se știe că cele mai utilizate aliaje pentru lipirea aluminiului sînt cele compuse din aluminiu și siliciu, îmbinările respective prezentînd o rezistență corespunzătoare la corodare.

Principalul dezavantaj al acestor aliaje constă în punctul de topire prea ridicat (peste 577°C). Din această cauză apare posibilitatea topirii constituenților aliajului de bază cu punct de fuziune coborît; în plus, metalul de bază poate fi erodat de aliajele de lipire pe bază de silumin.

O serie de cercetări în direcția considerată a permis să se găsească un aliaj de lipire cu punct de fuziune sub 500°C și care permite realizarea unor îmbinări corespunzătoare din punctul de vedere al rezistenței mecanice și al rezistenței la corodare.

Acest aliaj de lipire conține aluminiu, siliciu și germaniu, avînd punctul de topire sub 500°C. După ultimele date publicate în U.R.S.S., unde acest aliaj a fost experimentat, se obțin rezultate optime cu următoarea compoziție: 4% siliciu, 36% germaniu și 60% aluminiu. Punctul de topire este situat între 460 și 480°C, prezentînd următoarele caracteristici: rezistența la rupere 18—22 kgf/mm^2; alungirea 0,5%; densitatea 3,2.

Încercările realizate pe tablă groasă de aluminiu sau din aliaje de aluminiu au precizat că îmbinările făcute sub 500°C prezintă o mare rezistență mecanică și o corespunzătoare rezistență la corodare chimică (încercarea s-a efectuat prin menținerea probelor într-o soluție de 3% acid clorhidric, timp de 60 de zile).

Concentrate pentru băile chimice de nichelare

Pentru regenerarea băilor de nichelare obișnuite se adaugă în proporțiile necesare, separat, sarea de nichel corespunzătoare și substanțele reductoare și neutralizate, în scopul înlocuirii elementelor consumate.

Pînă în prezent, substanțele ce formează baia nu puteau fi păstrate și utilizate sub forma unui amestec stabil, utilizabil imediat pentru realizarea sau regenerarea băii.

De curînd a fost realizat un concentrat stabil în care substanța reductoare nu se descompune; baia se poate prepara imediat, fără necesitatea unei neutralizări suplimentare și își păstrează în timpul funcționării un pH constant.

Concentratul este format dintr-o sare de nichel și o substanță reductoare, solubile în apă, într-un amestec dizolvant compus din diamină aromatică, un alcool polihidric ca stabilizator și trietanolamină. Sarea de nichel corespunzătoare este, de preferință, acetatul de nichel, iar ca substanță reductoare se folosește acidul hipofosforos (ca ester sau sare a trietanolaminei). Diamina utilizată ca solvent are și rolul de a neutraliza excesul de acid pus în libertate.

Baia se prepară imediat, amestecînd concentratul cu un volum de apă de 3—5 ori mai mare; regenerarea se realizează adăugind concentrat.

Utilizarea gazelor pentru așchierea metalelor

În cadrul unui nou procedeu în curs de stadiu se folosește acțiunea clorului asupra metalelor pentru a se obține un produs volatil care poate fi ușor îndepărtat de pe suprafața în curs de prelucrare.

Operația necesită o serie de măsuri de precauție, iar problemele ridicate de construirea unui utilaj adecvat nu au fost complet rezolvate.

Procedeul, conform datelor obținute pînă în prezent, ar putea fi folosit pentru găurire, strunjire sau frezare, pentru metale foarte dure sau mai puțin dure, permițînd viteze mari de lucru și evitînd deformațiile ce apar în procesul obișnuit de așchiere cu ajutorul tăișurilor.

Încercările făcute pentru debavurarea pieselor cu ajutorul noului procedeu au dat rezultate corespunzătoare, bavurile fiind îndepărtate, fără ca muchiile necesare ale piesei să fie atacate. Explicația acestei proprietăți interesante constă în faptul că între piesă și bavuri apare o diferență la încălzire, datorită raportului diferit dintre masă și suprafață. Clorul atacă mai întîi bavurile care se încălzesc mai repede și nu muchiile, care fac parte integrantă din piesă.

Încercările ce se fac se bazează tocmai pe această încălzire diferențiată, care permite îndepărtarea metalului din porțiunile ce trebuie prelucrate.

Garnitură de etanșeitate inelară pentru supape de siguranță

Gama supapelor de siguranță pentru instalații petroliere și chimice este completată în prezent prin adăugarea unei garnituri inelare de sediu, suplimentară, lîngă etanșarea normală metal pe metal.

Încercările anterioare pentru realizarea unei supape de siguranță de etanșeitate maximă, prin adăugarea unei garnituri suplimentare din material plastic, nu au dus la rezultate practice din cauza deformării permanente a materialului folosit, sub acțiunea resortului supapei; cu timpul se micșora forța de apăsare a resortului, datorită deformării garniturii, periclitîndu-se etanșeitatea supapei.

La noua supapă, etanșeitatea se obține printr-o garnitură inelară presată de presiunea interioară pe un sediu curbat de pe talerul supapei, în timp ce împingerea resortului este preluată de un sediu separat, metal pe metal. În felul acesta, garnitura din material plastic nu mai suportă forța de împingere a resortului, evitîndu-se deci apariția fluajului la rece a materialului respectiv.

Mărirea siguranței la deservirea preselor

Un nou tip de ventil de comandă este destinat să asigure securitatea operatorului în timpul deservirii presei. Dispozitivul necesită ca ambele mîini ale operatorului să apese concomitent butoanele de comandă în tot timpul funcționării și permite, eventual, să se limiteze funcționarea la un singur ciclu, cel următor neputînd fi inițiat decît după eliberarea și apăsarea din nou, simultană, a butoanelor de comandă.

Mecanismul respectiv de reglaj este practic inabordabil, astfel încît funcționarea nu poate fi perturbată.

Pentru debite reduse, dispozitivul de comandă poate fi utilizat singur sau ca ventil cu trei căi pentru acționarea organului de lucru sau pentru comandarea de la distanță a unui ventil de secțiune sporită.

În cazul debitelor mai mari se fixează pe un corp de comandă și are rolul de dispozitiv pilot pentru un ventil cu comandă pneumatică cu două pînă la patru căi.

În toate alternativele de utilizare, noul dispozitiv imprimă aceleași caracteristici importante: securitate bimanuală și securitate autorepetiție.

Revista Revistelor

Avtomobilnaia promîșlennosti, nr. 1/1965: *Anders, A. A.*—Direcțiile principale ale perfecționării tehnologiei producției în industria de automobile; *Kostrov, A. V.* și *Kuniavski, B. M.* — Metodă de măsurare a temperaturii stratului de antifricțiune al lagărelor de biele; *Kosev, K. P.* — Calculul cu nomograme al caracteristicilor de turație ale motoarelor cu carburator în patru timpi; *Ponomarev, O. P.* și *Ovcinikov, N. F.*— Calculul și studiul limitatorului automat al cantității maxime de combustibil pentru motoarele Diesel I.M.Z. care pot funcționa cu mai mulți combustibili; *Gorbanevski, V. E.* și *Poiliakov, G. D.* — Metodica de calcul a volantului standului pentru încercarea sistemului de alimentare a motorului Diesel; *Moisercik, A. N.*, *Neciaeva, I. G.* și *Cepelev, N. F.* — Capacitatea de funcționare a bateriilor de acumulator ale automobilului Z.I.L.—130 în regiumrile de pornire la temperaturi joase; *Pankov, I. P.* — Utilizarea mașinilor electronice de calcul pentru stabilirea parametrilor constructivi optimi ai suspensiei cu bare de torsiune și studiul vibrațiilor remorcii prevăzute cu această suspensie; *Djebașvili, I. I.*, *Aladașvili, Z. M.* și *Gvinianidze, I. I.* — Dispozitiv pentru măsurarea consumului de combustibil și turației arborelui cotit al motorului; *Fortunkov, D. F.* — Caracteristicile rigidității direcției automobilului „Volga''; *Tarasov, V. N.* — Raza teoretică de rulare a roții elastice; *Rokas, S. I.* — Stabilirea parametrilor principali ai terenului în scopul aprecierii calităților de tracțiune — remorcare a automobilelor; *Gorelik, A. M.* — Arcuri cu o foaie; *Amosov N. I.*— Prevederea rațională cu geamuri a automobilelor; *Atoian, K. M.* și *Kaminski, I. N.* — Particularitățile echipamentului electric al autobuzelor interurbane și de turism; *Gorin, D. I.*, *Bron, D. I.*, *Taratuta, A. I.* și *Levites, I. I.* — Influența tratamentului termomecanic la temperatură înaltă asupra caracteristicilor la oboseală ale oțelurilor de arcuri 55S2 și 50 HG; *Grekov, V. S.* — Linie automată pentru prelucrarea și montarea pistoanelor pentru cilindrii de frînă; *Leonov, V. I.* — Instalație pentru așezarea roților pe conveierul de montaj; *Ulisov, L. A.* — Prinderea cu desfacere automată pentru încărcarea șasiurilor și caroseriilor; *Kalașnikov, G. I.* — Turnarea centrifugală a rotoarelor de turbocompresor; *Zvorov, B. A.* — Studiul transmiterii căldurii prin pistonul motorului de automobil; *Hramov, I. V.* — Metoda teoretico-experimentală de cercetare a proceselor tranzitorii ale motoarelor Diesel de automobile; *Hanukov, A. A.* și *Obriadin, V. G.* — Criteriile de apreciere a nivelului tehnic și siguranței în funcționare a carburatoarelor; *Velikanov, D. P.* — Cerințele privind construcția automobilelor sovietice din punctul de vedere al deservirii tehnice și reparațiilor; *Bociarov, N. F.*, *Gusev, V. I.*, *Kradinov, E. B.*, *Makarov, S. G.* și *Semenov, V. M.* — Repartizarea momentelor de torsiune în transmisia automobilelor cu mai multe acționări pe role pneumatice; *Grigoriev, V. A.*, *Cernișev, I. N.* și *Bruev, E. V.* — Controlul regimului de temperatură al anvelopelor pneumatice; *Narbut, A. N.* — Regimurile de funcționare ale transmisiilor hidrodinamice; *Krișen, N. I.* — Cerințele privind acționarea și dispozitivele de direcție ale semiremorcilor; *Hmelnițki, E. E.*—Calculul coeficientului de transmitere a căldurii pentru radiatoarele de autombil; *Prutcikov, O. K.* — Cerințele în exploatare privind mersul fără șocuri al automobilelor; *Kalașnikov, S. N.* și *Gluhov, I. I.* — Căile de mărire a eficienței la prelucrarea de degroșare a pinioanelor spirale — conice; *Koltunov, S. S.* — Cap cu chei tubulare comandate pneumatic cu mai multe axe; *Brahman, L. A.*, *Kiselev, E. N.*, *Rusti, V. D.*, *Jitnițki, S. I.*, *Rekșinskaia, T. P.*, *Bolșakov, V. M.*, și *Provorkov, V. V.* — Utilizarea aliajelor dure cu granulație fină în construcția auto; *Utkin, I. P.* — Trailer pentru transportarea electrocarelor și încărcătoarelor de acumulatori; *Veselov, A. I.* — Etapa actuală de dezvoltare a automobilelor cu tracțiunea pe roțile din față; *Gapoian, D. T.* — Concentrarea producției în construcția de autobuze din S.U.A.; *Klementiev, M. A.* — O nouă linie automată la uzina firmei Volkswagen. **Nr. 3/1965**: *Tihomirov, E. F.* — Justificarea tehnico economică a puterii motorului autotrenului; *Kebernik, V. V.* — Regulatoru automat al temperaturii motorului de automobil ZAZ-965 A; *Vihert, M. M.*, *Barsov, M. P.* și *Licenkov, I. M.* — Studiul canalelor de admisie ale chiulaselor cilindrilor de motoare Diesel cu formarea directă a amestecului; *Ghințburg, B. I.*, *Minaev, N. I.*, *Ippolitov, E. S.* și *Șahnazarian V. M.* — Metodă de îmbunătățire a calităților de pornire ale motorului Diesel; *Bernstein, G. D.*, *Kolomitev, I. V.*; *Surko, V. I.* și *Kolomor, A. S.*—Cauzele filtrării nesatisfăcătoare a uleiurilor în motoarele de automobil; *Lenin, I. M.*, *Pokrovski, G. P.* și *Fedorov, P. F.* — Utilizarea mijloacelor electronice pentru dozarea combustibilului; *Gredeskul, A. B.* și *Bulgakov, N. A.* — Studiul experimental al blocării roții frînate; *Pospelov, B. S.* — Etanșările transmisiilor hidraulice automate ale automobilelor; *Atoian, K. M.*, *Ghenbom, B. B.*, *Drobot, I. I.*, *Topolnik, V. D.*, *Nagorniak, G. A.*, *Nikitin, N. N.* și *Riaboz, A. V.* — Puterea necesară acționării agregatelor auxiliare și influența lor asupra calităților de tracțiune — viteză ale autobuzelor LAZ; *Trofimov, O. F.* — Metoda încercărilor accelerate la încărcare crescută pentru controlul durabilității pieselor de automobil; *Guliaev, A. I.* și *Rastvorova, A. I.* — Experiența aplicării sudării automate și semiautomate în mediu de bioxid de carbon; *Varvaricev, A. A.*, *Zarubin, L. M.*, și *Sokolov, V. A.* — Turnarea bucșelor de cilindri în forme de nisip umede cu miez în formă de înveliș; *Nasonov, P. A.* — Dispozitiv pentru măsurarea uzurii dinților pinioanelor spiralo-conice. *Lebedev, A. S.* și *Iliceva, Z. V.* — Stabilirea construcției optime a părții active a camelor pentru universalul de strung; *Egorov, L. A.* și *Fitterman, B. M.* — Rezultatele încercărilor de cale ale automobilelor experimentale străine și a altor mijloace de transport pe pernă de aer. **Nr. 5/1965**: *Marinkevici, P. T.* — Criteriile siguranței și stabilirea lor la funcționarea automobilelor în diferite condiții de exploatare; *Kostrov, A. V.* — Valoarea coeficientului de schimb de căldură în determinarea temperaturii distonului de motor cu ardere internă ; *Gureev, A. A., Aronov, D. M., Maliavinski, L. V., Zarubin, A. P.* şi *Subbotin, A. P.* — Influenţa condiţiilor climatice de exploatare a motoarelor de automobil asupra cerinţelor privind rezistenţa la detonaţie a benzinelor ; *Grigoriev, M. A.* şi *Pimenov, A. M.* — Instalaţie monocilindrică cu carburator pentru aprecierea calităţilor motor ale uleiurilor ; *Şestakov, B. A.* — Necorespondenţa cinematică a acţionării blocate a roţilor desfacerii active cu automobilul tip 4 × 2 ; *Pcelin, I. K.* şi *Haciaturov, A. A.* — Oscilaţiile neliniare ale automobilului la deplasarea pe un drum cu microprofil real ; *Derbaremdiker, A. D.* — Particularităţile calculului amortizoarelor monotubulare ale suspensiei ; *Petruşov, V. A.* — O precizare a teoriei roţii conducătoare de automobil ; *Kozlov, N. K.* — Particularităţile constructive ale scaunelor camioanelor GAZ-53 F, GAZ-53 A şi GAZ-66 ; *Korolev, A. I., Mirzoev, G. K.* şi *Sliudikov, L. D.* — Studiul influenţei suspensiei din faţă şi acţionării volanului asupra uzurii anvelopelor de automobil ; *Ostrovţev, A. N.* — Siguranţa construcţiilor de automobil ; *Zaks, M. N.* şi *Lelciuk, L. M.* — Particularităţile torsionării şasiului de automobil la deplasarea axei de rotaţie din planul ei ; *Lapşin, S. A.* — Colectoare de curent pentru tenzometria pieselor în rotaţie ; *Stankevici, A. A.* — Eficienţa economică a proceselor tehnologice de perspectivă privind executarea tijelor turnate ; *Rusîi, V. D.* şi *Staroselskii, V. I.* — Influenţa călirii concomitente a portcuţitelor şi plăcilor instrumentului din aliaj dur asupra calităţii sale ; *Prozorovskaia, I. B.* şi *Kupţov, V. P.* — Dornuri cu bucşe extensibile cu arcuri ; *Nuzov, A. I.* — Influenţa tasării metalului matriţat asupra preciziei pieselor ; *Kogan, I. A.* şi *Naumov, S. S.* — Fabricaţia segmenţilor de către firma japoneză N.P.R. ; *Zaţerkovnîi, I. G.* şi *Prisiajnîi, P. I.* — Particularităţile suspensiei pneumatice şi cu arcuri a autobuzelor firmei Leyland. **Nr. 6/1965** : *Goluşko, I. F.* — Influenţa dispozitivelor auxiliare ale carburatorului asupra demarării motorului ZIL—130 ; *Gonciar, L. G., Korotkov, L. I., Malîşev, A. A., Suhorukov, A. P.* şi *Tîricev, A. G.* — Eficienţa frînării automobilului prin obturarea evacuării motorului ; *Moiseicik, A. N.* — Alegerea preîncălzitoarelor pentru motoarele cu carburator răcite cu lichid ; *Gabrial, R. S.* — Caracteristicile de frînare ale motoarelor cu carburator ; *Kuzneţov, E. S.* — Metodele de stabilire a periodicităţii deservirii tehnice şi necesităţii efectuării reparaţiei planificate ; *Stavrov, O. A.* — O nouă metodă de calcul a tracţiunii electromobilului ; *Nefedov, A. F.* — Stabilirea indicilor de demarare a automobilelor cu ajutorul curbelor caracteristice ; *Levkovski, E. N.* — Unele probleme de calcul a arcurilor cilindrice elicoidale la durabilitate şi siguranţă în funcţionare la sarcină variabilă ; *Dobrîh, L. I.* şi *Skinder, I. B.* — Studiul forţelor rezistente în cilindrul suspensiei hidropneumatice ; *Ianin, V. I.* — Deplasarea reacţiunii radiale la rularea roţii cu anvelopă elastică ; *Lebedev, F. K* — Rolul temperaturii în uzarea fluoroplastului ; *Bron, D. I.* — Rezervele tehnologice de îmbunătăţire a calităţii arcurilor camioanelor ; *Lazarev, I. K.* — Fabricaţia benzii de oţel de înaltă precizie pentru expandorii segmenţilor de piston ai motoarelor ; *Liahovici, L. S., Mişin, P. A.* şi *Funştein, I. N.* — Mărirea rezistenţei oţelurilor cu conţinut redus de carbon pentru table prin metoda călirii cu curenţi de înaltă frecvenţă ; *Lavruhin, G. M.* şi *Gnatişak, N. N.* — Procesele tehnologice de executare a discurilor metaloceramice cu fricţiune ; *Orlov, A. V.* — Cercetările principale în domeniul prelucrării metalelor prin presiune în Anglia ; *Boiţov, V. V.* şi *Bukin-Batîrev I. K.* — Matriţarea pe maşinile cu impact în străinătate.

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 5/1965 : *Ceainov, N. D.* — Studiul tensiunilor mecanice din chiulasele motoarelor Diesel ; *Kudriavţev, I. G.* — Căile de înlăturare a deficienţelor cinematice ale tractorului şi remorcii cu axă motoare la viraje ; *Trofimov, V. A.* — Măsurarea forţelor laterale care lucrează asupra cadrului tractorului cu şenile în timpul virajelor ; *Vaitenfeld, I. I., Skundin, G. I.* şi *Utkin-Liubovţcv, O. L.* — Asupra durabilităţii lagărelor transmisiilor de tractoare ; *Kozlov, V. E.* şi *Kotlikov, N. P.* — Utilizarea cuplajelor de mers în gol cu mecanism de debreiere în sistemul de pornire a motoarelor Diesel ; *Anukanova, K. F.* şi *Şpak, Z. S.* — Căile de îmbunătăţire a calităţii şi de mărire a durabilităţii pneurilor de tractor ; *Plujnikov, V. I.* — Asupra productivităţii şi calităţii de funcţionare a combinei pentru strîngerea furajelor ; *Osobov, V. I.* — Încercări de cîmp ale presei-culegătoare pentru brichetarea fînului ; *Kusov, T. T.* — Combină universală pentru recoltarea rădăcinoaselor tuberculifere ; *Lurie, V. A.* şi *Scemelinskii, L. A.* — Calculul secerătoarelor fără rabator ; *Burd, V. S.* şi *Kobîlko, B. G.* — Calculul grafic al pulverizatoarelor centrifuge ; *Alihaşkin, Ia. I.* şi *Homenko, Iu. V.* — Asupra determinării formei cuţitelor tobei combinelor pentru strîngerea furajelor ; *Polniakov, M. I.* — Studiul aparaturii de distribuire a seminţelor mici ; *Klokov, N. I.* — Asupra calculului distribuitoarelor mecanice de nutreţ ; *Savin, V. I.* — Studiul mecanismului de transmitere al maşinilor de clădit stoguri cu bare articulate ; *Bîkov, N. N.* şi *Gurvici, L. Iu.* — Combina pentru recoltarea inului IKV-4T ; *Kocerîghina, L. P.* şi *Lipov, Iu. N.* — Instalaţie pentru cultivarea nutreţurilor verzi UZK-250 ; *Zilberg, Iu. Ia.* şi *Hruşciova, K. M.* — Creşterea durabilităţii cuzineţilor arborilor cotiţi ; *Melnikov, S. A.* şi *Stepurskii, K. G.* — Creşterea rezistenţei la uzură a aparaturii de treierat a combinei SK-4 ; *Şokin, O. P.* — Familia de tractoare şi transportoare canadiene „Nodwell" ; *Razorenov, V. I.* — Metode de variere a ecartamentului roţilor directoare ale tractorului prin utilizarea puterii motorului ; *Ceaus, V. M.* — Dispozitive pentru recoltarea morcovilor la combina E—675 ; *Voida, N. A.* — Conferinţa din Rostov pe Don în problema calităţii şi durabilităţii maşinilor agricole.

Maşinostroitel, nr. 5/1965 : *Turkov, G. A.* — Mecanizarea şi automatizarea lucrărilor de montaj în construcţia de maşini ; *Davidov, V. F.* — Conveier pulsator pentru montaj ; *Şnaiderman, I. Ia.* — Instalaţie automată pentru rularea filetului ; *Golod, V. N.* şi *Mizeruha, S. P.* — Un nou tip de compartiment glisant al conveierului — împingător suspendat ; *Orlov, R. I.* — Bazele organizării ciclului de montaj ; *Usov, V. A.* — Pregătirea pieselor de rezervă după sistemul maximum-minimum ; *Kornilov, K. A.* — Din practica recondiţionării transmisiilor cu roţi dinţate la repararea utilajelor ; *Şlesberg, S. D.* — Instalaţie pentru prelucrarea batiurilor cu gabarit mare ; *Mitiakov, A. V.* — Noi standarde pentru freze ; *Barmin, B. P.* — Disc abraziv elastic cu lamele ; *Anisimov, I.V.* — Mandrină pentru zencuirea canalelor ; *Smirnov, P. V.* — Din realizările inovatorilor leningrădeni ; *Iahimovici, V. A.* — Dispozitiv de ghidaj ; *Logvinov, A. M.* — Utilizarea aerului comprimat pentru vehicularea borhotului ; *Ţigankov, A. A.* — Stanţă etajată pentru fabricarea căpăcelelor ; *Zaid, E. A.* — Mecanizarea execuţiei locaşului hexagonal al şuruburilor imbus ; *Golod, E. A.* — Supapă de siguranţă ; *Kniş, P. V.* — Coroane compuse din sectoare de schimb ; *Kulikov, M. V.* — Cuţit de retezat pentru strung ; *Homiak, B. S.* — Creşterea durabilităţii sculelor de refulare ; *Bolotin, H. L.* şi *Grigoriev, V. A.* — Asupra economicităţii dispozitivelor pneumatice ; *Lvov, N. L.* — Calculul parametrilor de lucru la ascuţirea cuţitelor ; *Zalţ, A. S.* şi *Lvov, P. A.* — Stanţarea de grup cu ştanţe de schimb ; *Vasiliev, V. D.* — Creşterea calităţii şi eficienţei utilajului chimic ; *Komarov, F. V.* şi *Kogan, A. P.* — Determinarea coeficientului de modificare a funcţionării utilajelor ; *Lukaşenko, L. K.* şi *Truşin, Iu. I.* — Combaterea zgomotului industrial ; *Rohlenko, M. A.* şi *Smolenskii, B. L.* — Amortizarea zgomotului instrumentelor pneumatice ; *Margules, A. U.* — Presarea materialului lemnos în construcţia de maşini din Kuzbas ; Instrumente pentru controlul pietrelor de rectificat ; Suport cu role pentru pile ; Fabricarea pieselor din titan.

Rivista di meccanica, nr. 346/1965 : *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare (inserţii) ; *Bianco, S.* — De la proiect la producţia de serie mare a unui nou model ; *Gianola, C.* — Oboseala şi coroziunea ; *Giusfredi, R.* — Prelucrări plastice la cald (ciclul de lucru) ; *Burgt, J.H.G.* — Matriţă pentru îndoire în T într-o singură operaţie ; *Levi, L.* — Prelucrarea metalelor prin cîmpuri magnetice cu impulsuri ; — Tratamente superficiale premergătoare prelucrării prin deformare la rece ; — Cum se deblochează o presă cu excentric blocată prin suprasarcină. **Nr. 347/1965** : *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare (inserţii) ; *Gianola, C.* — Oboseala şi coroziunea (aspecte fundamentale); — Maşini prezentate la expoziţia de la Los Angeles, 22—26 februarie 1965; *Lombardi Cerri, G. L.* — Maşinile-unelte şi productivitatea relativă; *Ranzi, G.* — Consideraţii asupra studiului timpilor de prelucrare; *Faraudo, G.* — Fabricaţia de grup. **Nr. 348/1965**: *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare (rondele); *Gianola, C.* — Oboseala şi coroziunea (microstructura); *Michela, M.* — Maşini pentru aşchiere; *Stoppani, F.* — Posibilităţile şi utilizarea maşinilor-unelte cu comandă program; *Ucceli, F.* — Avantajele instalaţiilor de programare mecanică aplicate la maşini-unelte; — Maşini şi produse interesante. **Nr. 349/1965**: *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic (turnarea); *Lombardi Cerri, G. L.* — Maşini pentru prelucrare prin deformare; *Meda, G.* — Concepţii noi în construcţia şi utilizarea maşinilor de sudat automate; — Maşini şi produse interesante; *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare. **Nr. 350/1965**: *Gianola, C.* — Oboseala şi coroziunea (acoperiri de protecţie împotriva corodării); *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier (măsurarea suprafeţelor de revoluţie conice); *Trogni, G.* şi *Zatti, F.* — Un exemplu de analiză a avantajelor economice; — Maşini şi produse interesante; — Din revistele străine. **Nr. 351/1965**: — Maşini, aparate, unelte şi instalaţii expuse la cel de-al 43-lea Tîrg de la Milano; *Achtel, H. S.* — Aplicaţiile şi avantajele cleiurilor polimerice; *Lombardi Cerri, G. L.* — Prese oleodinamice Mariani HPE; *Rossi, M.* — Matriţă multiplă pentru fabricarea reducţiilor din tablă prin ambutisare progresivă şi decupare. **Nr. 353/1965**: *Gianola, C.* — Oboseala şi coroziunea (indicaţii în legătură cu alegerea materialului de acoperire); *Galbarini, M.* — Criteriile moderne de cercetare şi proiectare în domeniul maşinilor-unelte; *Blough, R. M.* — Pentru un viitor economic mai bun: un utilaj mai corespunzător; *Minaire, Cl.* — Metrologia de atelier (măsurarea suprafeţelor de revoluţie conice); *Dessart, A.* — Estetica industrială; *Marcu, V.* — Metalizarea cu jet în domeniul lagărelor; — Din presa tehnică. **Nr. 354/1965**: *Pessina, M.* — Organe şi sisteme speciale de fixare rapidă; *Galbarini, M.* — Criteriile moderne de cercetare şi proiectare în domeniul maşinilor-unelte; *Masterson, F.* — Tehnica înaintată a dispozitivelor mecanice de fixare; — Maşini şi produse interesante; — Din presa tehnică; *Sidagni, G.* — Maşini speciale pentru montaj, control şi verificare (părţile componente); *Faraudo, G.* — Cîteva indicii în legătură cu schema de organizare industrială.

Stanki i instrument, nr. 5/1965: *Vidrin, P. G.* — Asupra calităţii şi eficienţei maşinilor-unelte; *Erpşer, Iu. B.* — Căile de accelerare a montajului şi reglării liniilor automate; *Molceanov, G. N.*, *Mangutov, R. A.* şi *Peregudov, L. V.* — Eficienţa sistemelor de comandă numerică program ale strungurilor; *Kiper, E. V.*, *Mihailenko, V. P.* şi *Kovalev, I. T.* — Resursele comportării în exploatare a strungurilor-revolver automate; *Pratusevici, R. M.*, *Leibova, N. M.* şi *Zotieva, A. S.* — Creşterea durabilităţii roţilor dintate ale maşinilor-unelte; *Levit, G. A.* şi *Lurie, B. G.* — Studiul şi calculul ghidajelor cu încărcare hidraulică; *Lapidus, A. S.* şi *Cijov, B. N.* — Cauzele formării zgîrieturilor pe ghidajele mişcării de avans ale maşinilor-unelte şi metodele de prevenire; *Sokolov, Iu. N.* — Lagăr hidrodinamic pentru axul maşinilor-unelte de precizie; *Mizeri, A. A.* — Lagăre poroase fier-grafit; *Skuzovatova, A. P.* — Utilizarea oţelului de scule la fabricarea organelor maşinilor-unelte; *Russinkovskii, I. P.* — Călirea superficială CIF în lichid; *Vasiliev, V. V.*, *Gorojankin, E. A.* şi *Efimov, A. N.* — Studiul rigidităţii planşaibelor strungurilor grele; *Beilin, S. Ia.* şi *Poloţkii, V. E.* — Direcţia avansului sculei la prelucrarea prin impulsuri electrice a suprafeţelor profilate; *Rohlenko, M. A.* şi *Smolenskii, B. L.* — Dispozitiv pentru controlul calităţii funcţionării tecalemitelor; — Maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 5/1965: *Schiebler, E.* — Analiza şi clasificarea pieselor necirculare; *Schubert. E.* — Posibilităţile de utilizare a metodei de calcul economic bazate pe poziţia maşinilor; *Leffler, D.* — Influenţa modificărilor tehnice asupra producţiei; *Mann K.* — Determinarea normativelor de cost orar pentru maşini-unelte în construcţia de maşini; *Sibbe, W.* — Caracterizarea şi evaluarea mijloacelor de producţie; *Tittel, G.* — Tendinţele principale ale raţionalizării socialiste a producţiei de forjă; *Jacob, H.* şi *Garreis, F.* — Dispoziţia şi forma rolelor la extrudarea pieselor cilindrice tubulare; *Gorbauch, S.* şi *Otto, S.* — Prelucrarea de precizie pe prese mecanice standardizate cu utilizarea dispozitivelor hidraulice auxiliare; *Retzke, R.* — Problematica şi succesiunea încercărilor pentru stabilirea clasificării proceselor de prelucrare prin presare; *Wawriziniak, W.* şi *Lange, H.* — Analiza adîncimii microneregularităţilor înregistrate la strunjirea de precizie; *Pursche, G.* — Parametri funcţionali la rodarea pe maşini cu valţuri-profil; Fabricarea raţională a pieselor prin prelucrarea simultană cu mandrine de rotaţie; *Tischler, M.* — Problemele protecţiei muncii la exploatarea instalaţiilor electrostatice de lăcuire; *Schmidt, F.* — Tehnica actuală de îndepărtare a ţundărului prin metoda centrifugă; *Heinrich, F.* — Avantajele economice ale cazanelor cu inducţie pentru galvanizare; — Consfătuirea asupra încercărilor nedistructive ale materialelor din Zilina (R.S.C.), 13—15 octombrie 1964.

Die Technik, nr. 5/1965: *Schneidratus, W.* — Construcţia de perspectivă a centrului Berlinului; *Nowotny, K.* şi *Rühle, H.* — Turnul televiziunii din Dresda; *Vinz, W.* — Stadiul actual şi perspectivele de dezvoltare ale întreprinderii de maşini-unelte grele „Karl Liebknecht'' din Magdeburg; *Stange, H.* — Importanţa centralizării pentru creşterea productivităţii muncii în întreţinere; *Grundke, G.* — Circuitul de încercări 1964 din Africa Occidentală; *Zibbat, H.* — Protecţia prin congelare preventivă a materialelor în vrac cu ajutorul agenţilor chimici; *Pachmann, G.* — Consideraţii economice asupra dimensionării compresoarelor după standardul TGL 190—164, pagina 2; *Bittel, K.* — Resortul hidraulic — un nou element; *Brauer, W.* — Determinarea numerică a formelor geometrice şi a altor caracteristici de calitate ale pieselor; *Cordes, G.* şi *Stiepr, K.* — Discuţie pe tema „Radian şi rotaţie''; *Kortum, H.* — Discuţie pe tema „Radian şi rotaţie''.

Motor Technische Zeitschrift, nr. 5/1965: *Leriker, M.* — Motoare cu gaze, motoare cu doi combustibili şi combustibilii gazoşi în ultimii 30 de ani; *Klaunig, W.* şi *Will, K.* — Ridicarea puterii la motoarele cu gaze în patru timpi prin turbosupraalimentare; *Streicher, K.* — Canalele pentru priza de indicator la motoarele cu gaze; *Will, K.* — Motoarele cu gaze în staţiile de pompare; *Dorr, L.* — Motoare în doi timpi pentru doi combustibili în S.U.A; *Pischinger, F.* şi *Streicher, K.* — Fenomene caracteristice de ardere în motoarele cu gaze, în doi timpi; *Klaunig, W.* — Un nou domeniu de aplicaţie pentru motoarele cu doi combustibili; *Michalka, R.* — Sistemul de reglare a motoarelor supraalimentate cu gaze; — Bujii pentru motoare mari cu gaze; *Rogner, W.* — Centrală combinată în Austria; — Turbina cu gaze Sulzer de 3 000 kW pentru Libia; *Kolb, W.* — Turbosulfantă KKK tip 4B. **Nr. 6/1965**: *Herrnbrodt, H.* — Studiul tehnic actual al tracţiunii cu unităţi Diesel-hidraulice; *Schanuffer. K.* — Un nou motor Diesel orizontal cu admisie normală MAN — sistem HM; *Schlapfer, O.* — Motoare Diesel Sulzer pentru locomotive în V; *Derndinger, H.* — Studiul şi tendinţele în dezvoltarea transmisiilor pentru traficul rutier; *Eckert, B.* — Tendinţe în dezvoltarea motoarelor moderne de aviaţie; — Pile de combustie; *Becker, K.* — Cazane de vase încălzite cu gaze de evacuare.

Der Maschinenbu, nr. 4/1965: *Richter, H.* — Perfecţionarea organizatorică face posibilă atingerea celui mai înalt nivel tehnico-ştiinţific; *Langguth, H.* — Maşinile-unelte WMW la Tîrgul jubiliar din Leipzig, 1965 (partea a doua); *Tuma, K.* — Noi maşini cehoslovace pentru turnare sub presiune la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965: Maşini-unelte ungureşti cu productivitate ridicată; *Strempel, H.* — Bazele maşinilor-unelte cu comandă numerică; *Fronius, S.* — Tehnica şi elementele de dispozitive; *Ligeti, G.* — Expoziţia de maşini-unelte din Hanovra; *Kosemund, M.* — Unele probleme ale circulaţiei automate a pieselor; *Werner, H.* — Prelucrarea superficială a materialelor cu ajutorul sculelor de şlefuit flexibile; *Kolb.* — Şcoala inginerească pentru construcţia de maşini din Schmalkolden; *Schlicker, G.* — Utilizarea elementelor pneumatice în mecanizare şi automatizare (continuare).

ÎN ATENȚIA CITITORILOR

Revista urmărește difuzarea lucrărilor valoroase din producție, institute de învățămînt superior și de proiectări și cercetări, publicînd articole de la toți specialiștii din țară și de la colaboratorii din străinătate. În scopul orientării tematice raționale a revistei se indică problematica principală din domeniul de specialitate al revistei :

1. Probleme de construcție, cercetare și încercări

1.1. *Probleme de ridicare a randamentului și eficienței economice a mașinilor și instalațiilor.*
1.2. *Micșorarea greutății proprii a mașinilor.*
1.3. *Modernizarea mașinilor și instalațiilor.*
1.4. *Reducerea consumului specific de oțeluri și metale neferoase.*
1.5. *Metode moderne de proiectare și alegere a organelor principale de mașini.*
1.6. *Probleme de tehnica vibrațiilor.*
1.7. *Sisteme moderne de acționare și transmisii.*
1.8. *Metode pentru creșterea durabilității și a siguranței de funcționare a mașinilor și instalațiilor.*
1.9. *Problemele arhitecturii și prezentării produselor.*

2. Probleme tehnologice

2.1. *Metodele calculelor tehnologice pentru regimurile optime de funcționare, executarea formelor complexe și construcția sculelor.*
2.2. *Utilizarea mașinilor speciale.*
2.3. *Linii tehnologice și linii automate.*
2.4. *Metode pentru acoperirea suprafețelor.*
2.5. *Probleme de sudură.*
2.6. *Probleme de tehnologia materialelor plastice.*

3. Probleme de organizarea și economia producției

3.1. *Problemele creșterii productivității muncii.*
3.2. *Profilarea, specializarea și cooperarea întreprinderilor.*
3.3. *Tipizări și unificări de elemente, subansambluri și mașini.*
3.4. *Tipizarea proceselor tehnologice.*
3.5. *Tipizarea S.D.V.*
3.6. *Probleme tehnico-economice ale asimilării produselor.*
3.7. *Probleme tehnico-economice ale mecanizării și automatizării.*
3.8. *Probleme de control și tehnica măsurării.*
3.9. *Transportul intern al materialelor în întreprinderi.*
3.10. *Mecanizarea și automatizarea lucrărilor administrative.*

4. Produse asimilate

4.1. *Prezentarea de produse asimilate.*
4.2. *Analiza produselor asimilate.*

5. Probleme de întreținere și exploatare a mașinilor și instalațiilor

6. Probleme de tehnica securității muncii

Articolele se trimit la sediul revistei, în trei exemplare, dactilografiate la două rînduri. Formulele se scriu citeț, cu cerneală. Figurile și graficele se desenează eventual în tuș pe hîrtie de calc.

Articolele se redactează într-o formă cît mai concisă (8—10 pag.) și clară, dezvoltările problemelor cunoscute fiind evitate. Materialul grafic ilustrativ trebuie să fie judicios întocmit și în număr strict necesar. În afară de numele și prenumele complet, autorul va preciza titlul științific și locul de muncă. Literatura folosită și citată în text se va insera la finele lucrării sub formă de bibliografie, indicîndu-se numele autorului, titlul lucrării, tomul, locul, editura și anul apariției, pentru reviste arătîndu-se și numărul și paginile.

Lucrările vor fi însoțite de un scurt rezumat în limba română (eventual și în limba rusă, franceză, germană și engleză).

Manuscrisele nu se restituie.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

ȘANTIERUL NAVAL OLTENIȚA

construiește:

PASAGERE FLUVIALE
REMORCHERE 150-2200 C.P.
DRĂGI MARITIME
MOTONAVE 2000t
ȘLEPURI 1000t

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

966 MAR -7

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43

E 3279

R

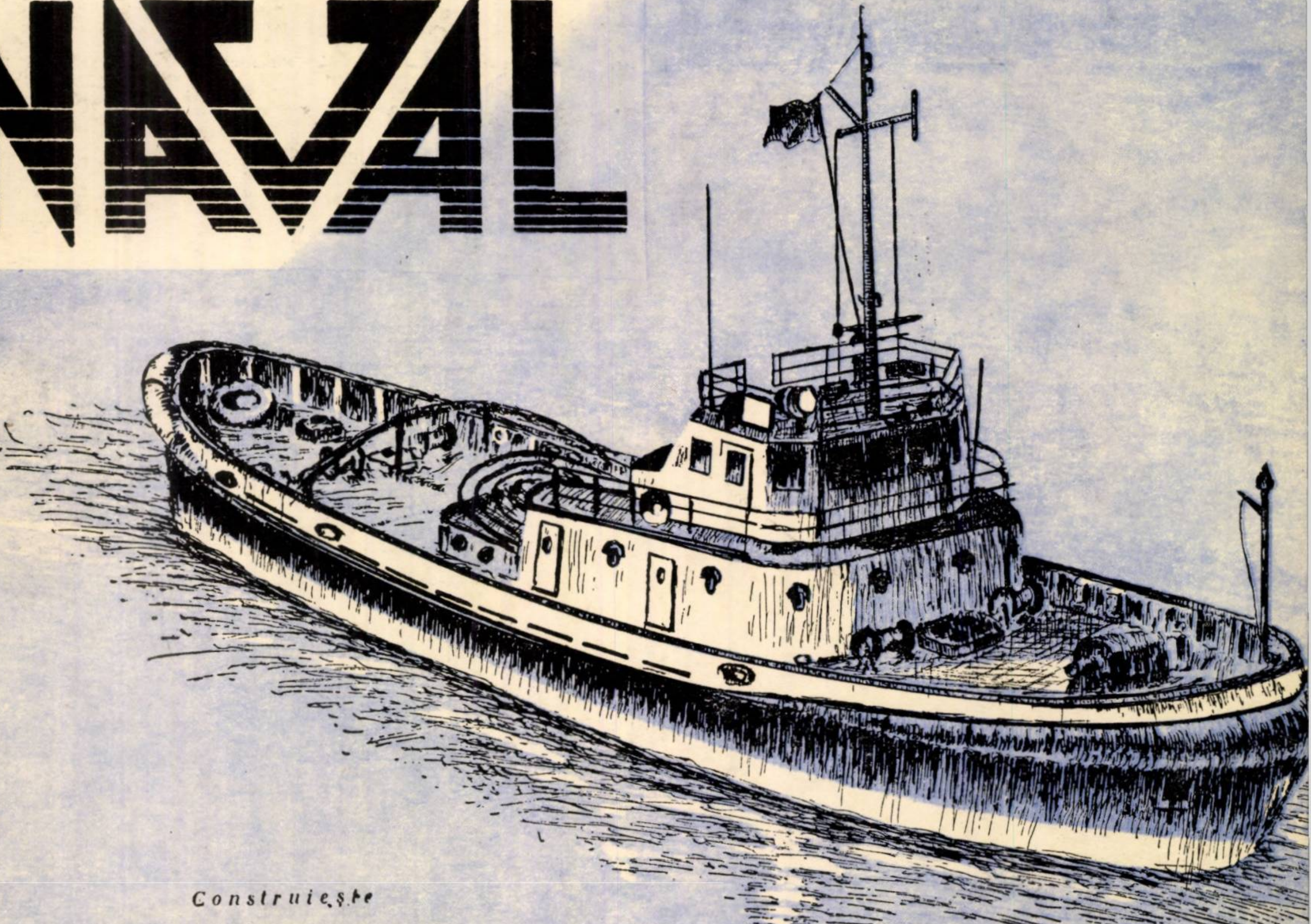
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XVII • Nr. 10 • OCT. 1965

E3479

ŞANTIERUL NAVAL



Construieşte

REMORCHERE MARITIME PORTUARE DE 1200 CP

ŞLEPURI FLUVIALE DE 1000 şi 1700 t

DRĂGI REFULANTE DE 500 kW

ŞALUPE FLUVIALE DE 65 CP

BRAILA

E3279

R

Uzina

UNIVERSAL-650

TRACTORUL

BRAȘOV

UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROŢI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roţi jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROŢI MOTOARE

MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECŢIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

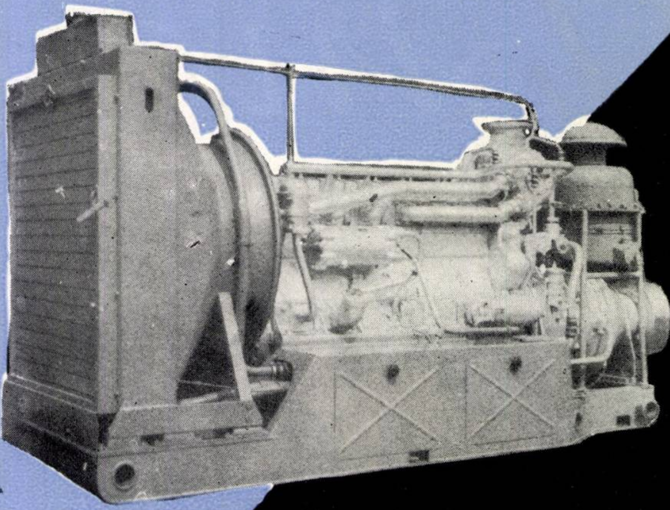
PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

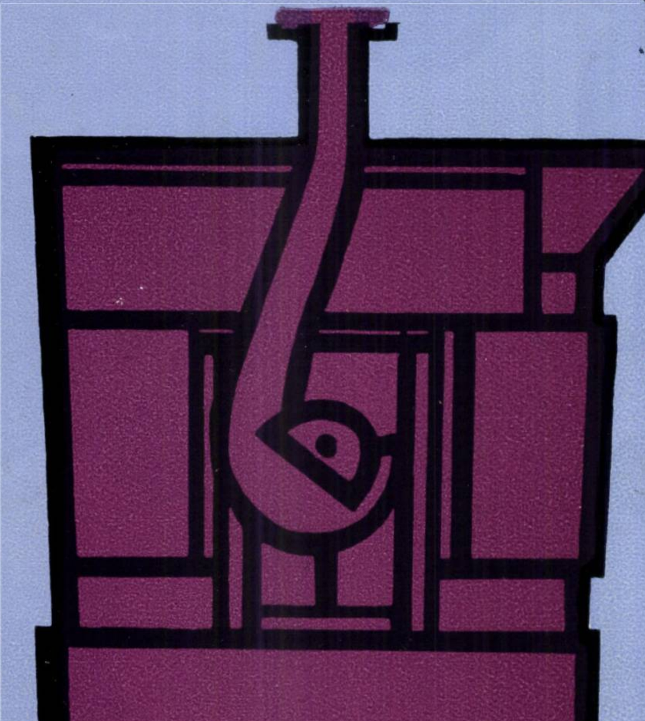
Marca UTB este cunoscută pe piaţa internaţională

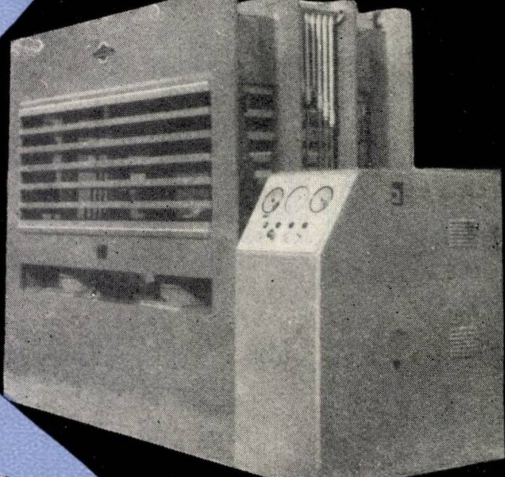
UZINA 23 AUGUST

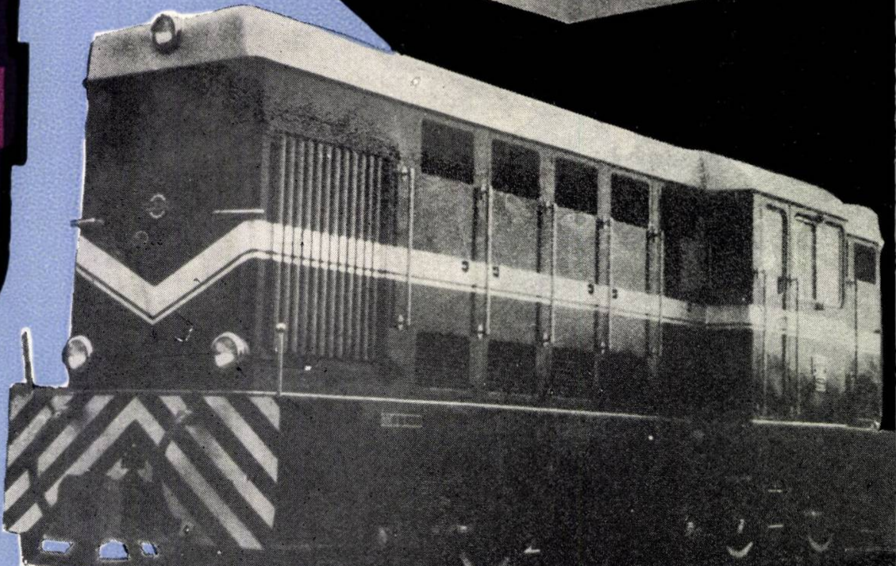
produce:

Agregate şi aparataje pentru industria chimică
Agregate şi utilaje pentru industria siderurgică
Motoare Diesel, de la 100 la 1 000 CP
Linii de ciment, de 800 şi 1 200 t zi
Material rulant
Locomotive de manevră, pentru cale normală şi îngustă
Vagoane-cisternă de mare capacitate
Vagoane speciale pentru siderurgie
Frine cu aer comprimat pentru material rulant
Prese hidraulice cu 6 şi 15 etaje pentru industria lemnului









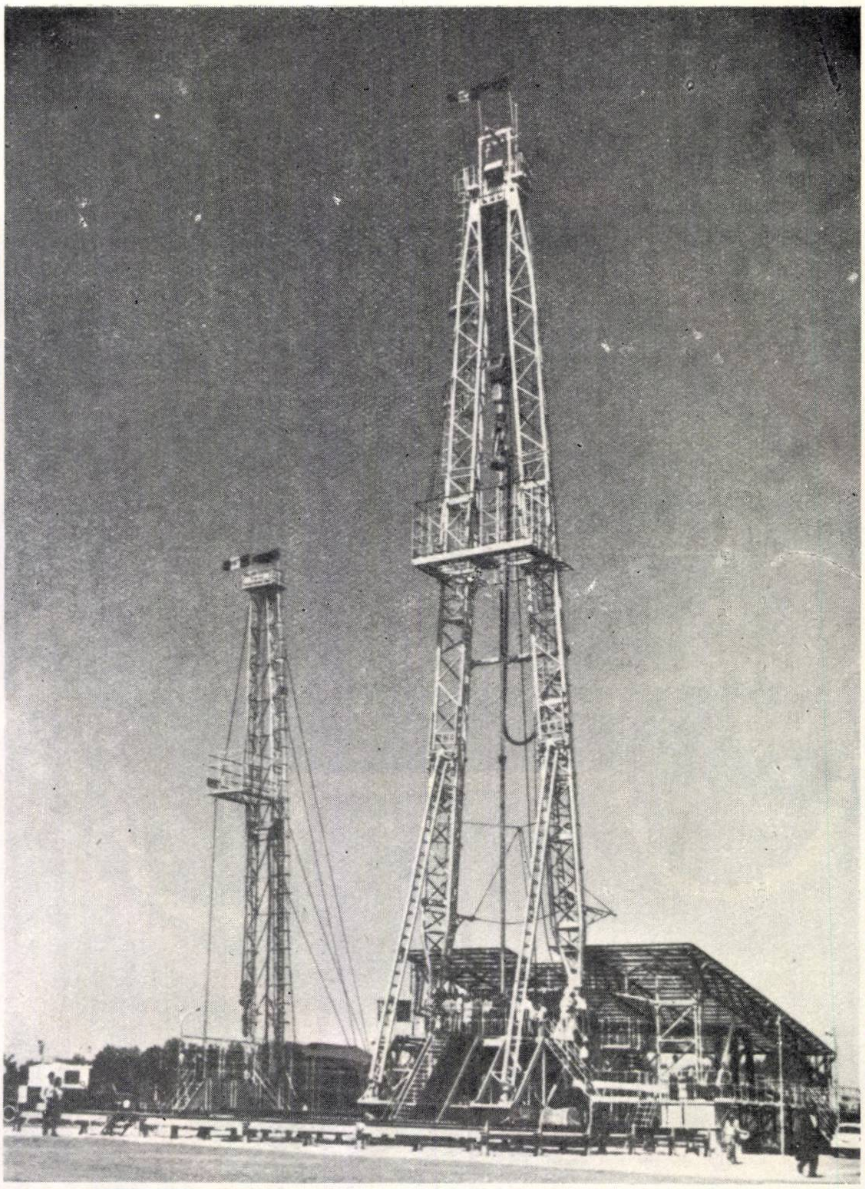
UZ3A

SR

Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROŞU

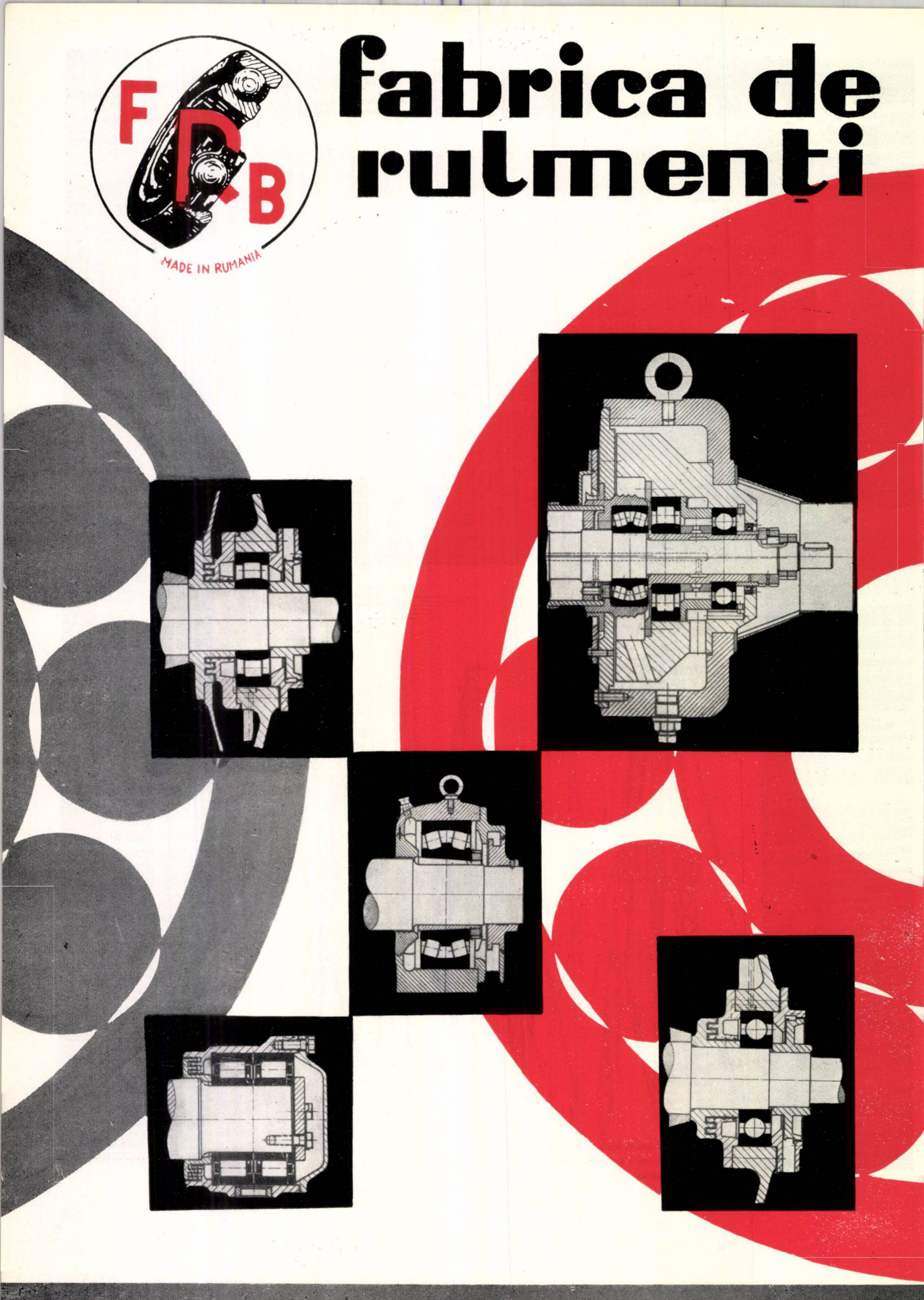
Braşov - strada Poienelor Nr. 5
Telefon 63-10



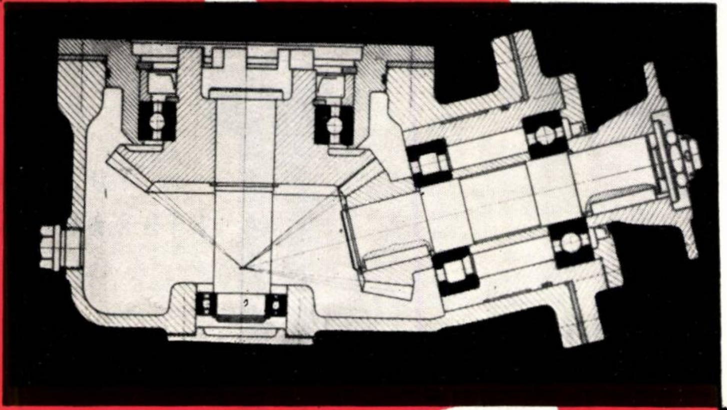
UZINA 1 MAI PLOIESTI

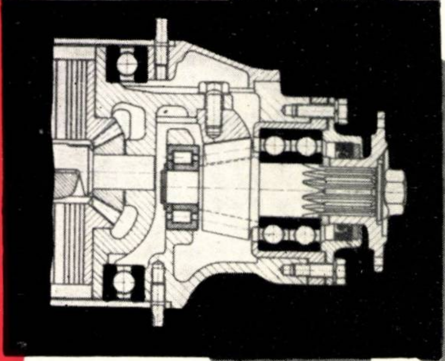
execută:

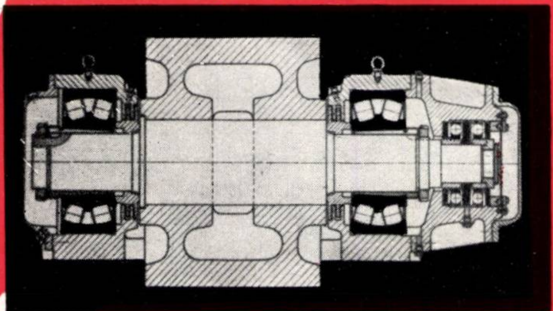
- Instalații de foraj transportabile T50 — A, T50 — B
- Instalații de foraj 2DH — 75 A, 4LD — 150C și 4LD — 150 D, 3DH — 200 A, 4DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1


FRB
MADE IN RUMANIA
fabrica de rulmenți

BÎRLAD







Livrează:

ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE

rulmenţi de diferite forme constructive
şi de dimensiuni tipizate.

Uzina de construcții de mașini

RESITA

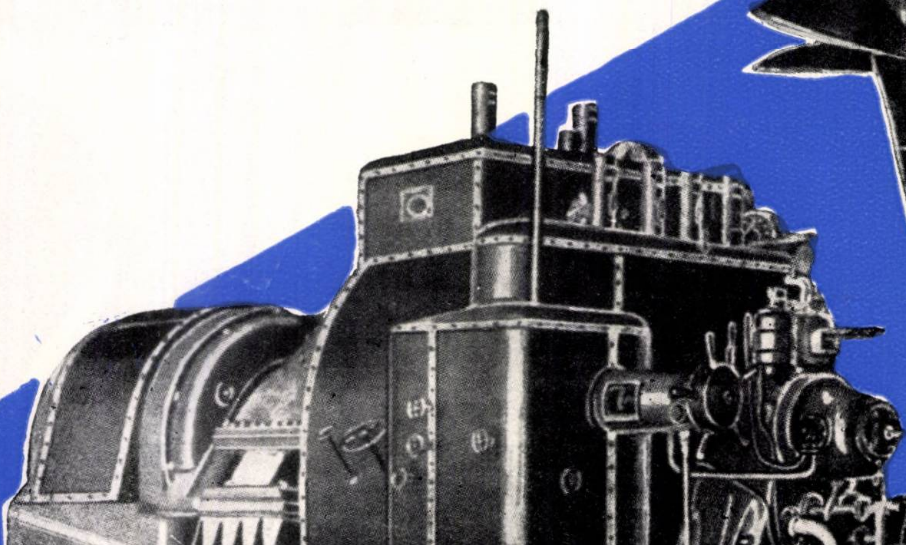
TURBINE HIDRAULICE

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL

UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

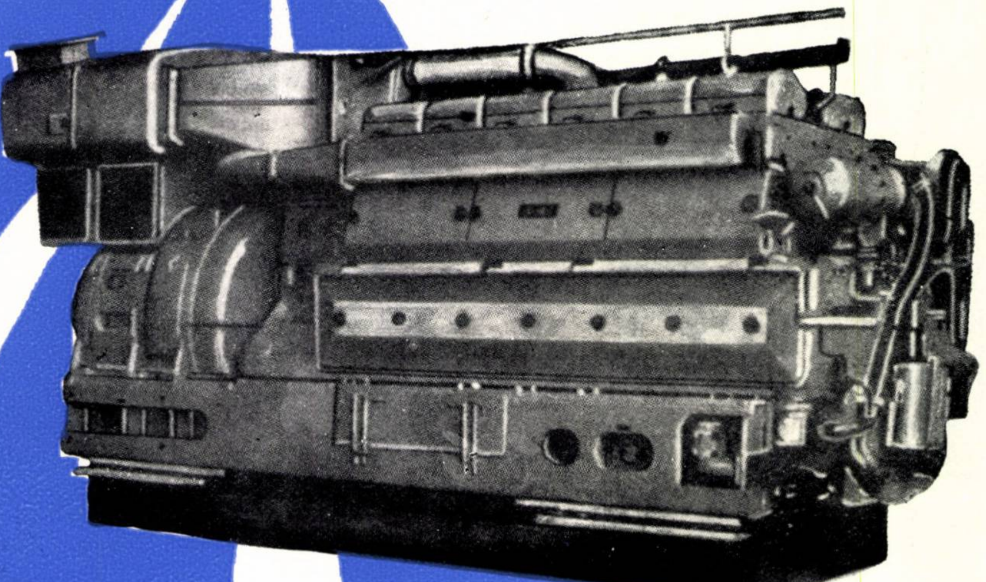
TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm^3/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata; 140 000 Nm^3/h — 3,5 ata.



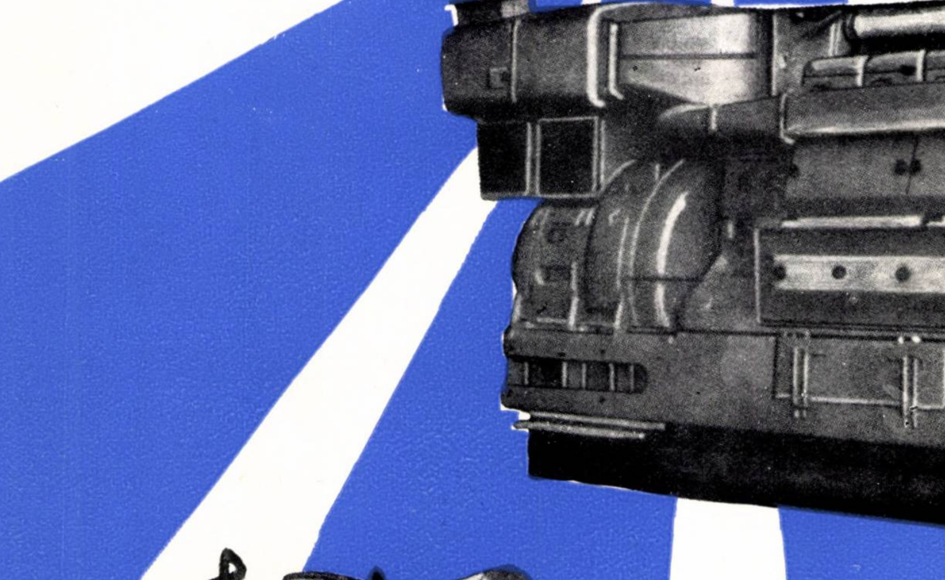
TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW

- — cu condensație
- — cu priză
- — cu contrapresiune

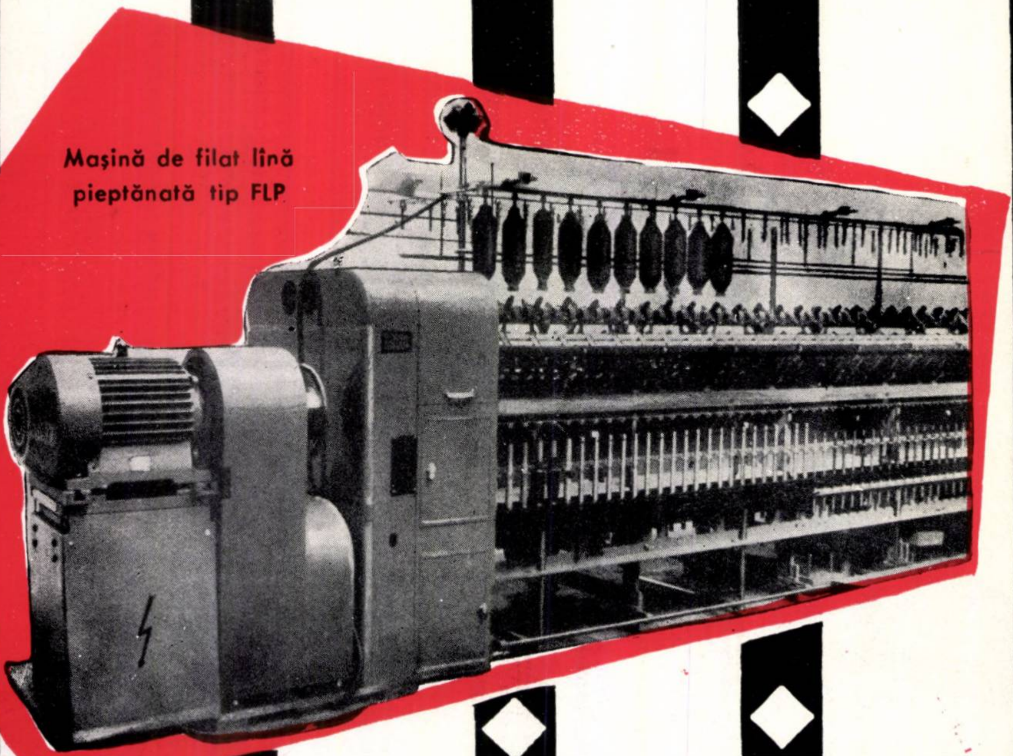
UCM
Resita



MOTOR DIESEL de 2300 CP
şi 750 rot / min pentru locomotive
Diesel electrice de 2100 CP



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW
— cu condensaţie
— cu priză
— cu contrapresiune



Maşină de filat lînă pieptănată tip FLP

uni

UZINA LIVREAZĂ ÎN MOD CURENT:

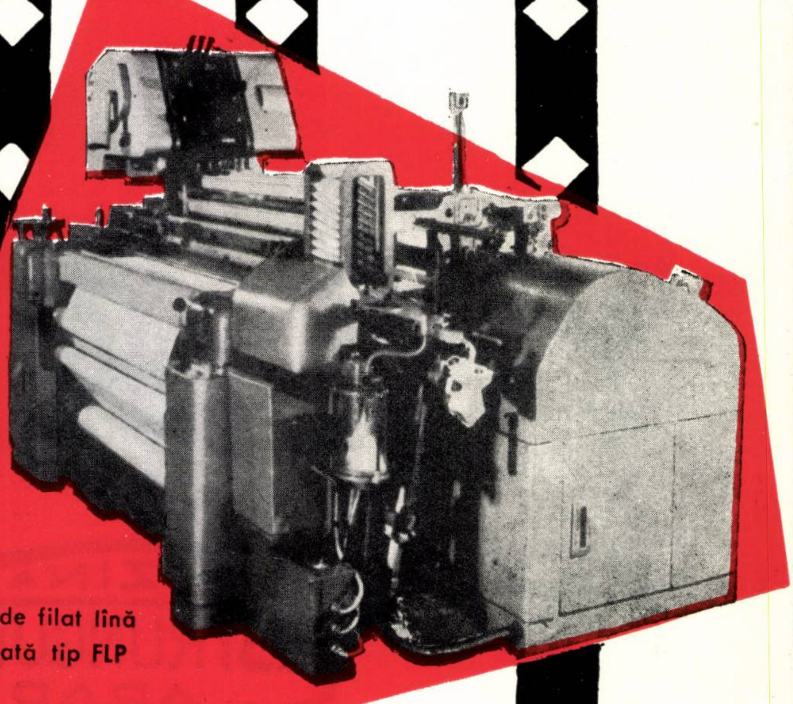
- Carde de bumbac tip C.
- Războaie automate de ţesut bumbac tip A.
- Ratiere pentru războaie tip A.
- Războaie automate de ţesut mătase tip AM.
- Maşini de pieptănat lînă tip FL.
- Maşini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră şi amestecuri de lînă cu celofibră şi fire sintetice, tip 3R.
- Maşini de filat lînă pieptănată tip FLP.

unirea

UZINA
UNIREA
Piaţa 1 Mai
CLUJ

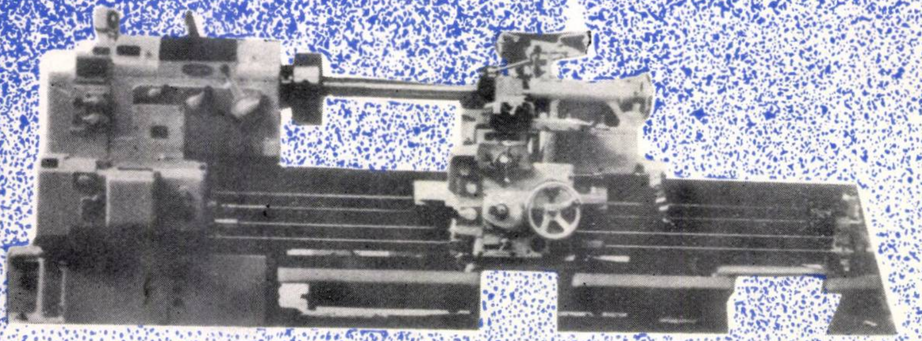
rea

- Mașini de filat bumbac cardat pieptănat tip Fl.
- Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenușie.
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.

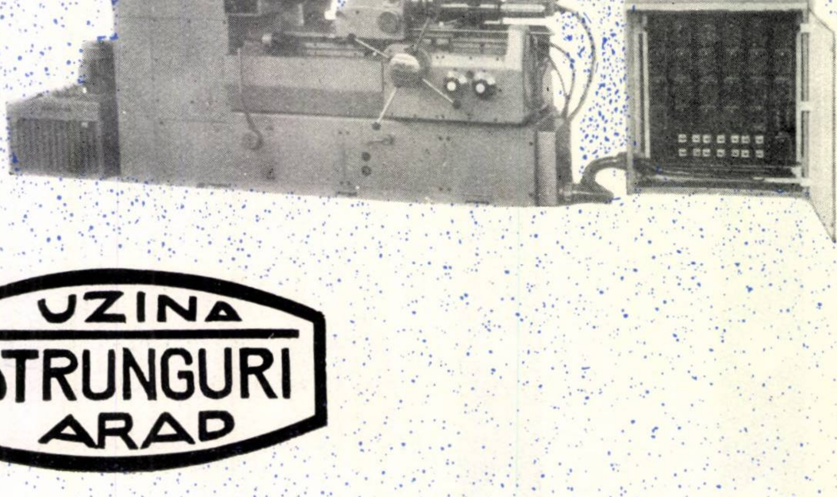


Mașină de filat lînă pieptănată tip FLP

uzina de strunguri arad



fabrică următoarea gamă de strunguri:
Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 și 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 și SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 și SRV 40 și
Strung de copiat cu comandă semiautomată SA 200.



UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

Laminate și trase din aluminiu, cupru, alamă

Laminate trase din neferoase ușoare si grele

Produse de mecanică fină

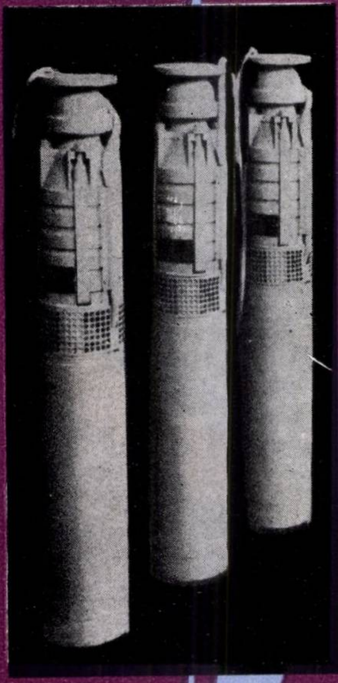
Vitezometre, contoare de ore pentru tractoare

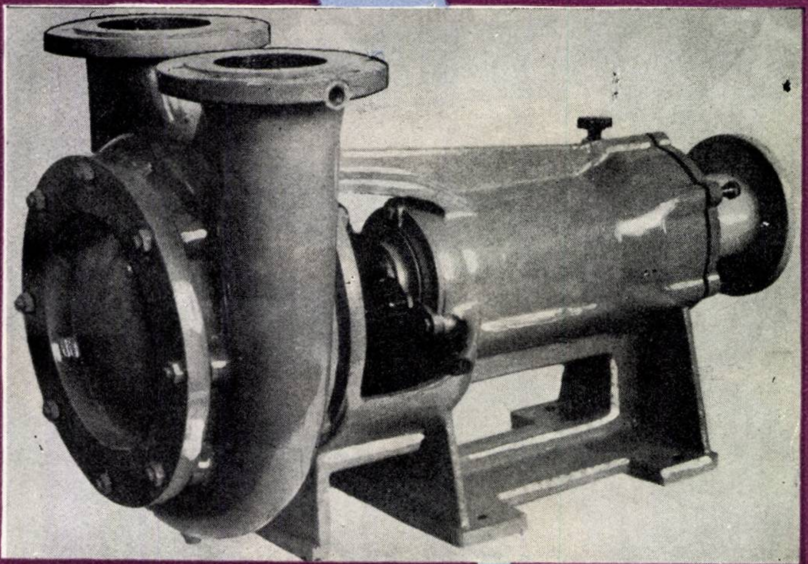
Piese turnate sub presiune

Butelii pentru gaz petrolier lichefiat

ÎNTREPRINDERE METALURGICĂ DE STAT - BRASOV

Str. Carpatilor 66-68
Tel. 3620





- Pompe pentru alimentarea și recircularea apei industriale
- Pompe pentru industria chimică, din materiale rezistente la coroziune.
- Pompe pentru lichide cu temperatură ridicată.
- Pompe pentru soluții in suspensie. nămoluri, nisipuri, paste etc.
- Pompe de vid cu inel lichid
- Pompe submersibile

Relații complete privind programul de fabricație, cum și caracteristicile constructive și funcționale ale pompelor, se pot obține de la „Biroul de relații tehnice" al uzinei
Telefon: 35 35.58

UZINA DE POMPE
BUCUREȘTI

Str. Ziduri Moși nr. 25, Tel. 35.50.00

UZINA de UTILAJ CHIMIC PLOIESTI

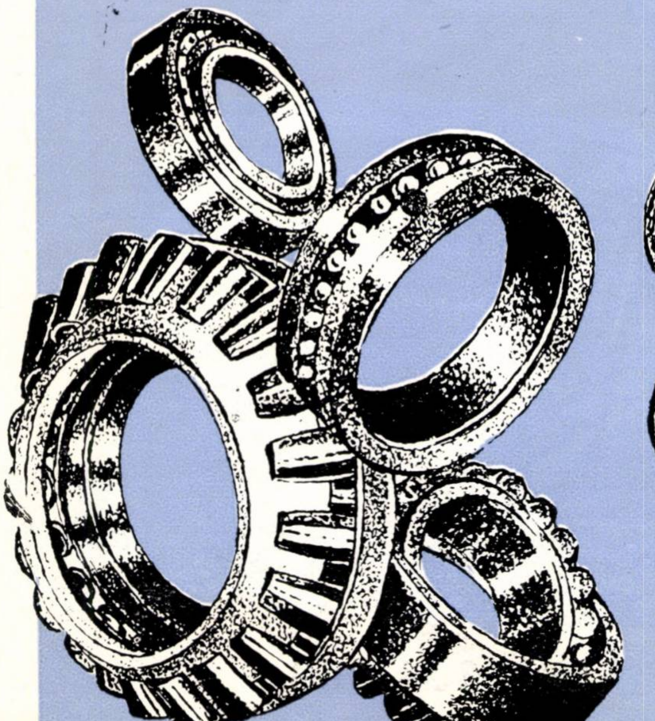
Produce şi livrează;

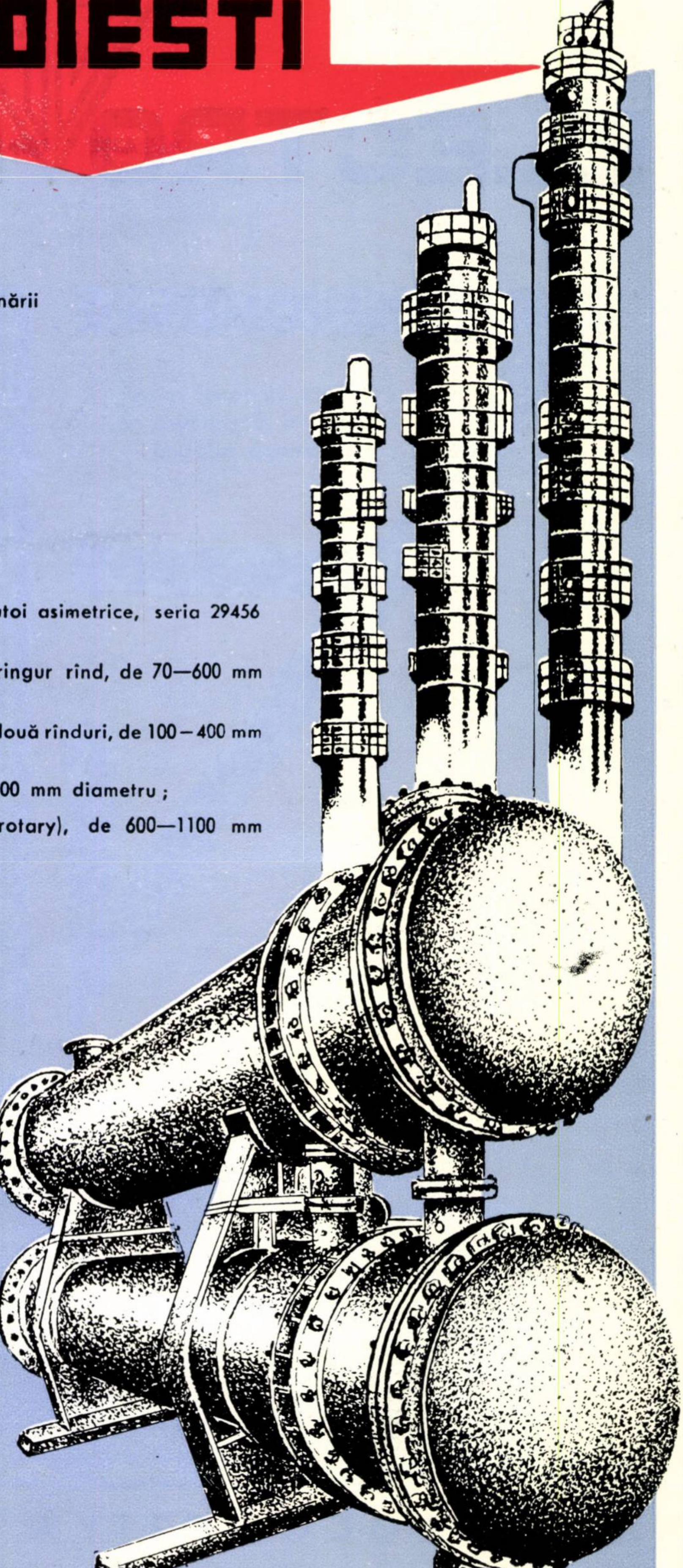
Utilaje pentru industria chimică şi rafinării

- Condensatore
- Schimbătoare de căldură
- Evaporatoare
- Reactoare
- Coloane
- Camere de cocsare

Rulmenţi speciali de diferite tipuri

- rulmenţi axiali-radiali oscilanţi cu role butoi asimetrice, seria 29456 şi 29436 pentru capete hidraulice;
- rulmenţi radiali cu role cilindrice pe un ringur rînd, de 70—600 mm diametru;
- rulmenţi radiali oscilanţi cu role butoi pe două rînduri, de 100—400 mm diametru:
- rulmenţi axiali cu role cilindrice, de 60—400 mm diametru;
- rulmenţi axiali speciali (pentru mesele rotary), de 600—1100 mm diametru.





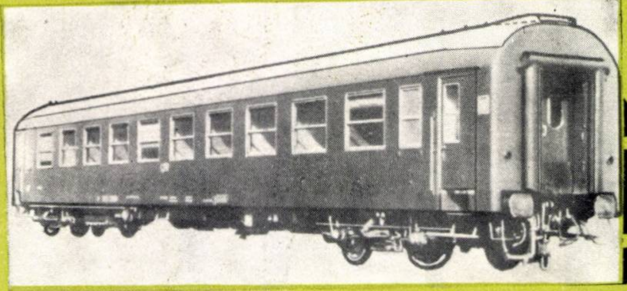
ELECTROPUTERE

Tracțiune cu tonaj sporit, comodă și economică se realizează folosind

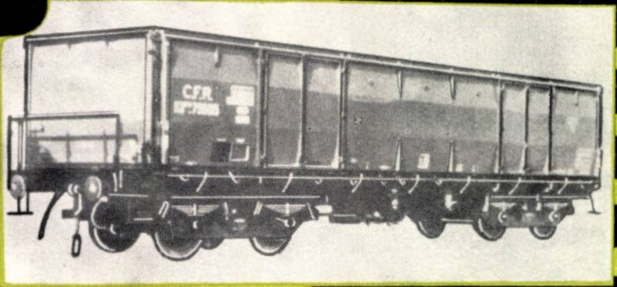
LOCOMOTIVELE DIESEL ELECTRICE Co — Co 2 100 CP

LOCOMOTIVA (FO — 304/13)

Uzinele de vagoane ARAD



EXECUTĂ



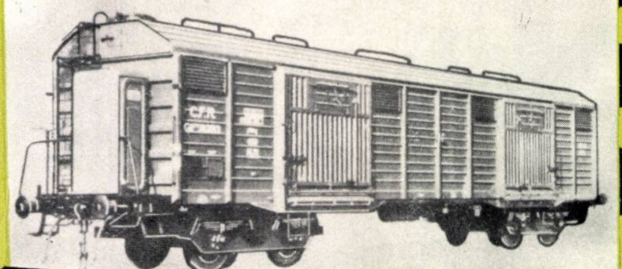
VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ȘI SPECIALE:

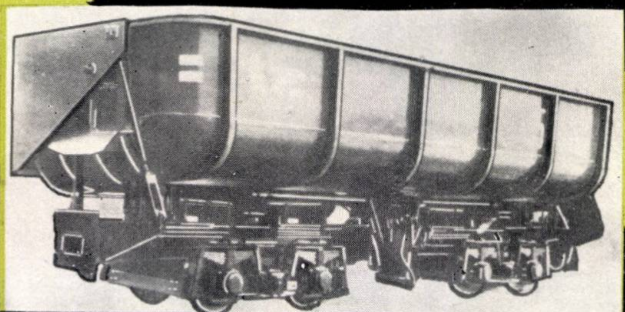
Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă

Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate 120 km/h viteză maximă

Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate

Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km h viteză maximă





Uzina

BALANTA

Sibiu

CALEA GUȘTERIȚEI Nr. 21-23 ● TELEFON 6203

EXECUTĂ

BALANȚE

ȘI

BASCULE

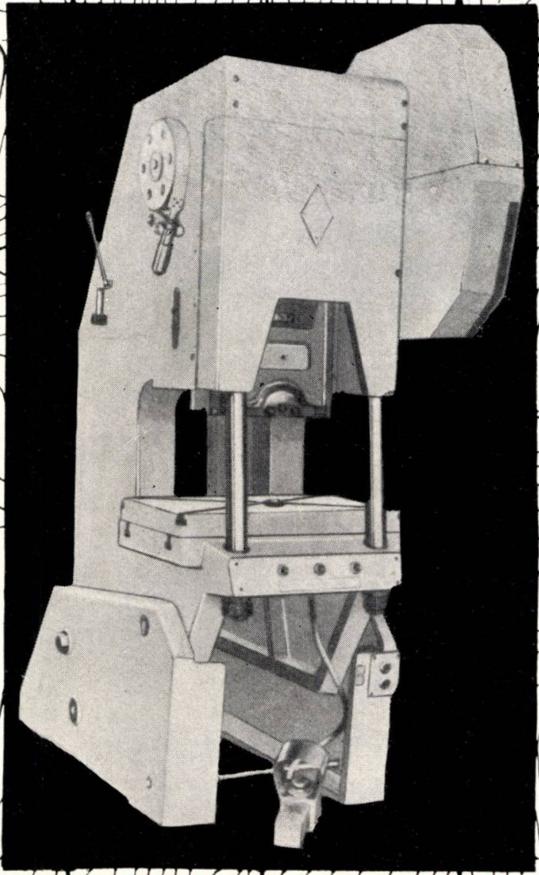
DE LA 1 kg LA 200 t

ETALON
TEHNICE
ROMANE
SEMIAUTOMATE
AUTOMATE

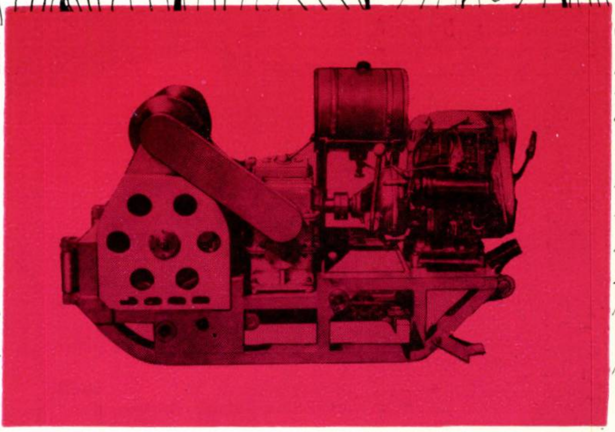
PRECUM ȘI **BASCULE ROMANE POD**
PENTRU VEHICULE RUTIERE, 10-20 T

UZINA·MECANICA·SIBIU

EXECUTĂ MAȘINI-UNELTE



Prese cu excentric, de
6, 16, 25, 40 și 63 t.

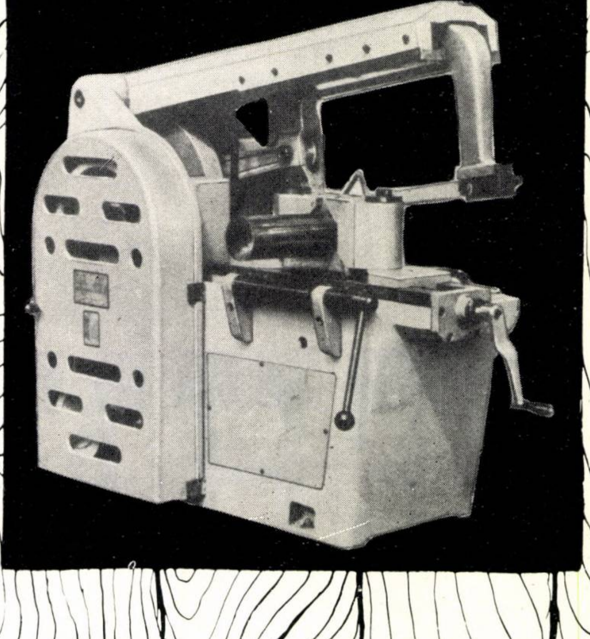


Utilaje pentru exploatări forestiere

Instalație ușoară pentru scos lemne din cioată și pentru scoaterea lemnului de la o distanță de 150 m pe lățime de 35 m

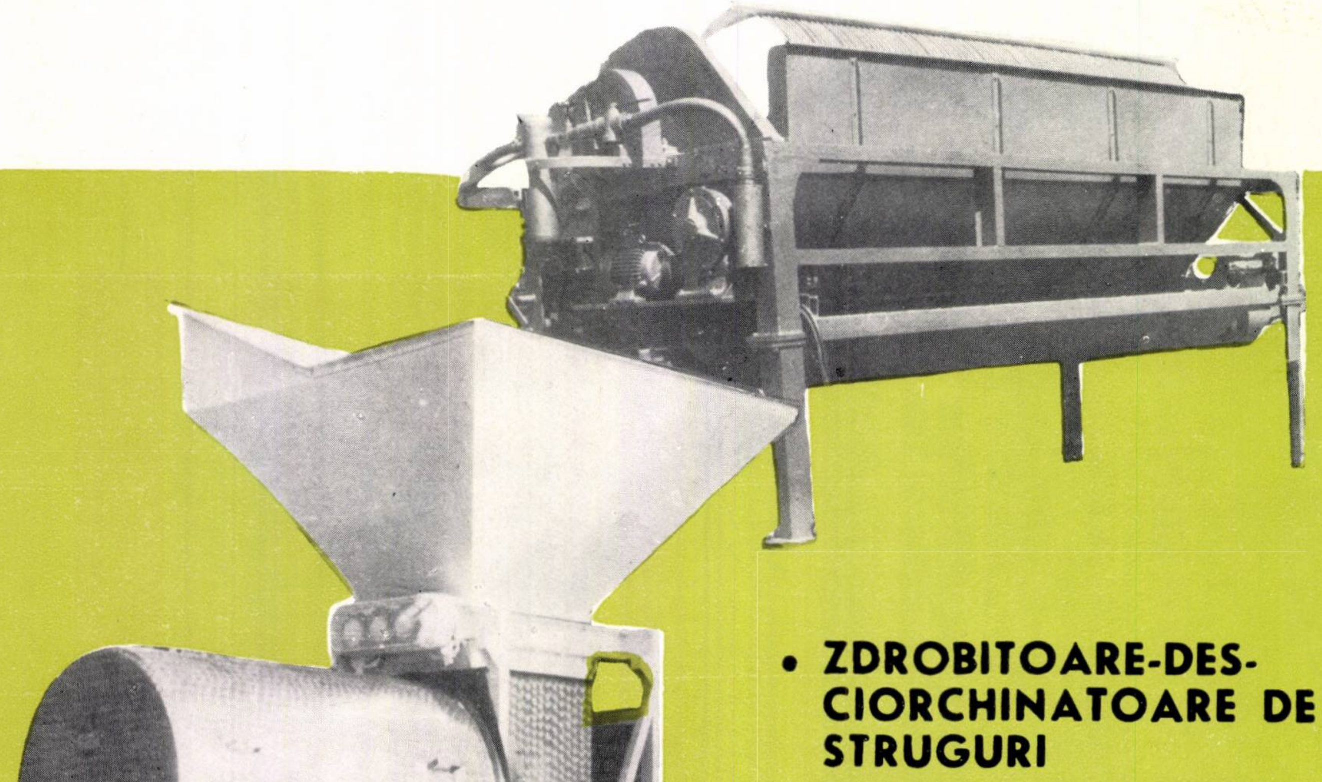
Ferăstrău alternativ

cu comandă hidraulică, automată, pentru material pînă la 250 mm diametru



Pentru podgorii și centre de vinificare

TEHNOFRIG



- ZDROBITOARE-DESCIORCHINATOARE DE STRUGURI
- PRESE PNEUMATICE
- PRESE MECANICE
- POMPE
- LIMPEZITOARE CENTRIFUGALE
- INSTALAȚII PENTRU TRATAREA TERMICĂ A VINULUI
- LINII DE ÎMBUTELIAT VIN

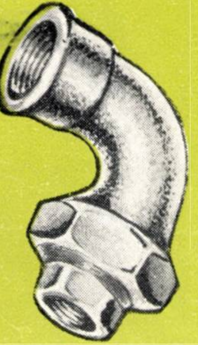
FABRICATELE
UZINEI

TEHNOFRIG

CLUJ STR. FABRICII DE CHIBRITURI Nr. 5—11 TELEFON 1-61-80

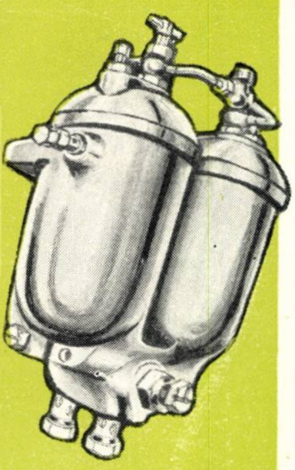
Uzina 2 BRAȘOV

produce:



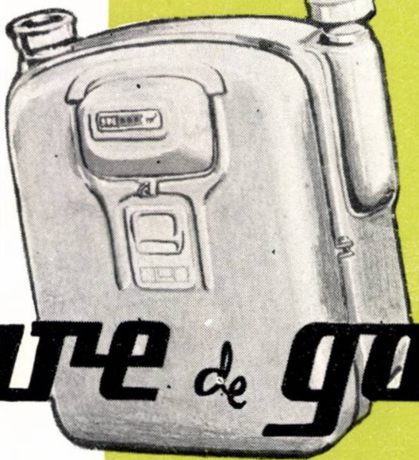
Fitinguri

din fontă maleabilă



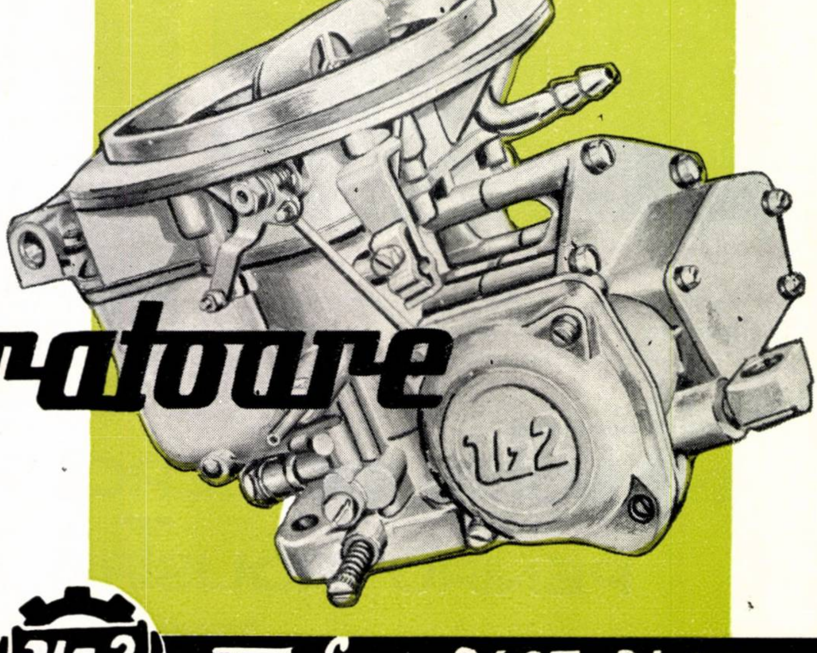
Filtre

pentru ulei
și combustibil
pentru motoare DIESEL



Contoare de gaz

pentru debit de
6m³/h și 20m³/h



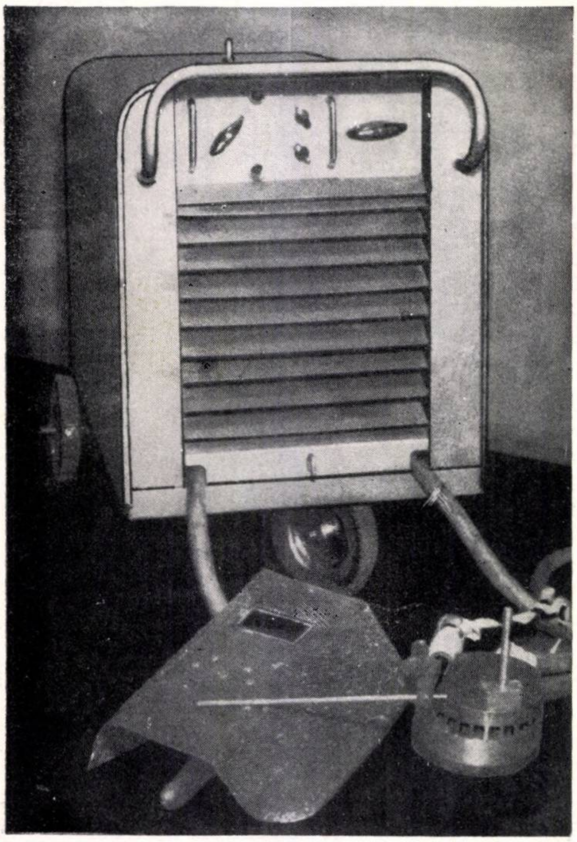
Carburatoare

pentru motoare
SR 211 și M207

Șos. Zizinului Nr. 59 Telefon: 3407-3408

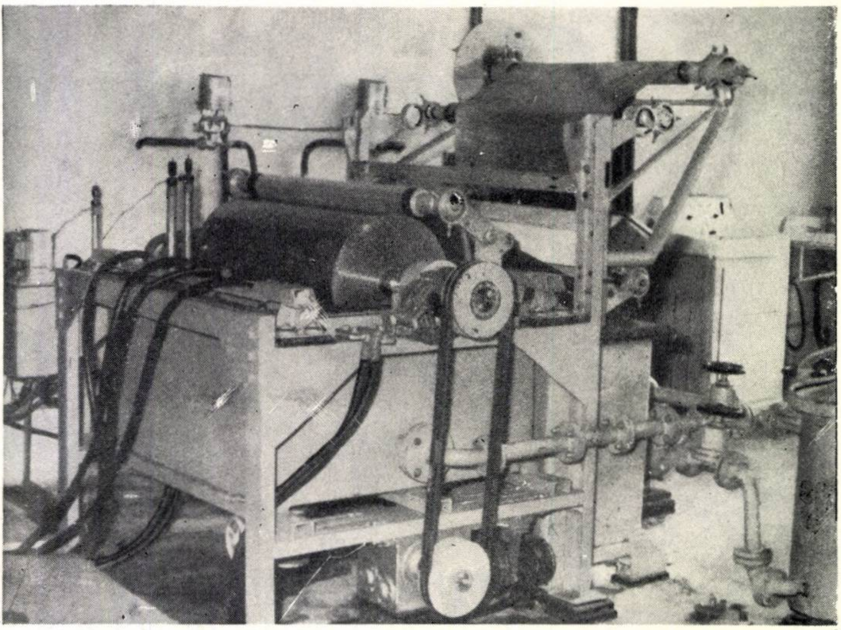
MICM

ICPE



Execută studii, incercări, omologări și execuții de prototipuri din domeniul mașinilor și transformatoarelor electrice, aparatelor de joasă și înaltă tensiune, acționărilor electrice, schemelor complexe, electrice și electronice, climatizării produselor industriale, calculelor cu mașini electronice, materialelor electrotehnice, cum și proiectări pentru uzine și fabrici cu acest profil.

Institutul primește comenzi de cercetare și proiectare cu profil electrotehnic, pentru toate sectoarele economice din țară



INSTITUTUL DE CERCETARE SI PROIECTARE PENTRU INDUSTRIA ELECTROTEHNICA

București, bd. T. Vladimirescu nr. 45
Telefon 16.41.40 — 16.41.48

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere. scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată

PROGRESUL

BRĂILA

UZINA

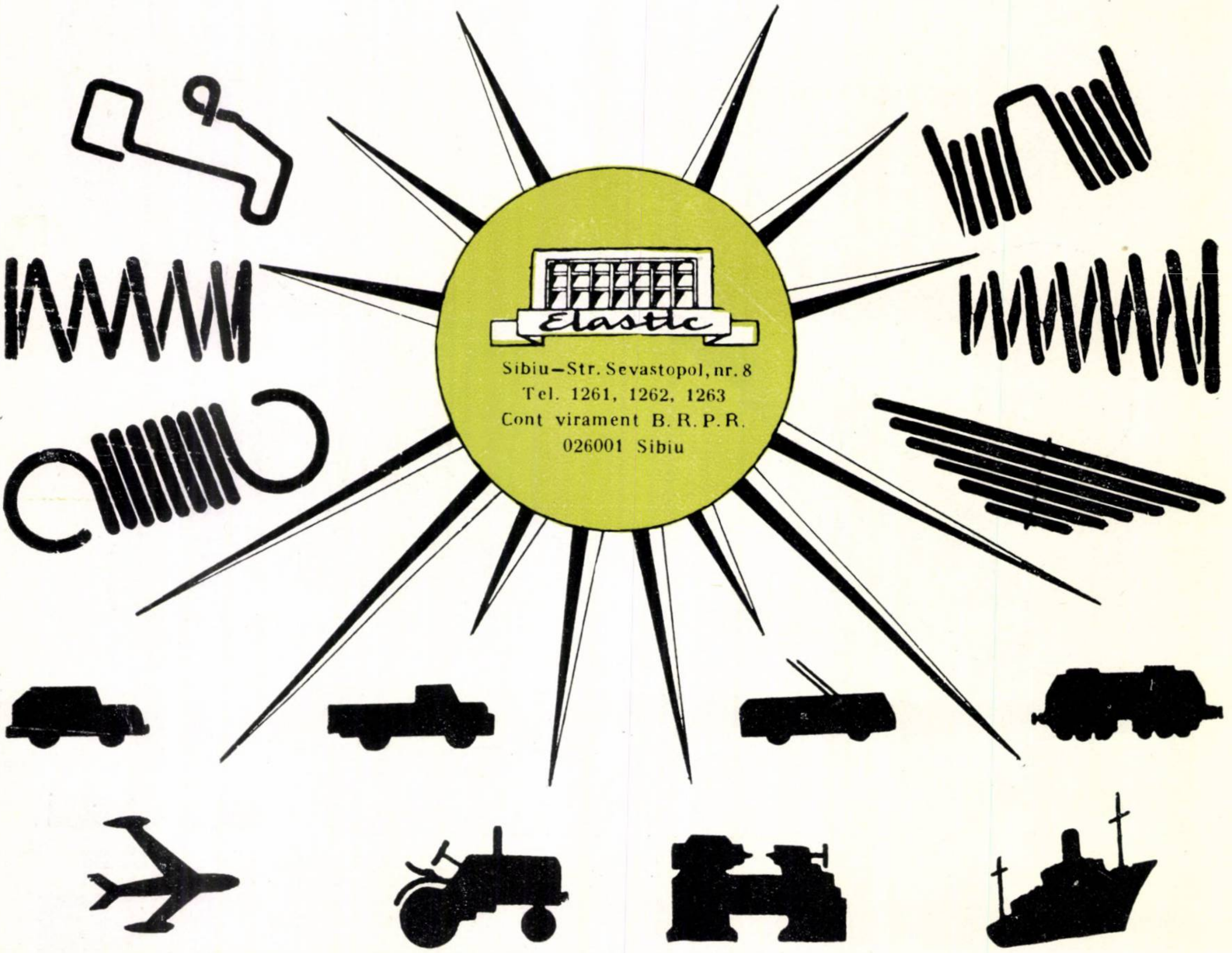
Elastic

SIBIU

Execută

Arcuri şi resoarte de înaltă calitate.

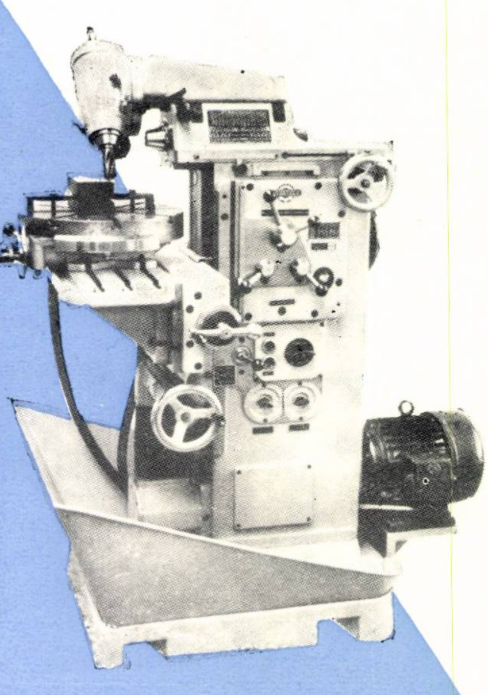
Arcuri pentru suspensii auto.
Resoarte cilindrice şi conice înfăşurate la rece şi la cald cu diametrul sîrmei de la 0,2 la 40 mm. Resoarte dublu conice şi butoi, resoarte spirale plane de diferite dimensiuni. Inele de siguranţă, şaibe elastice, inele şi resoarte pentru garnituri de etanşare etc.



Sibiu—Str. Sevastopol, nr. 8
Tel. 1261, 1262, 1263
Cont virament B. R. P. R.
026001 Sibiu

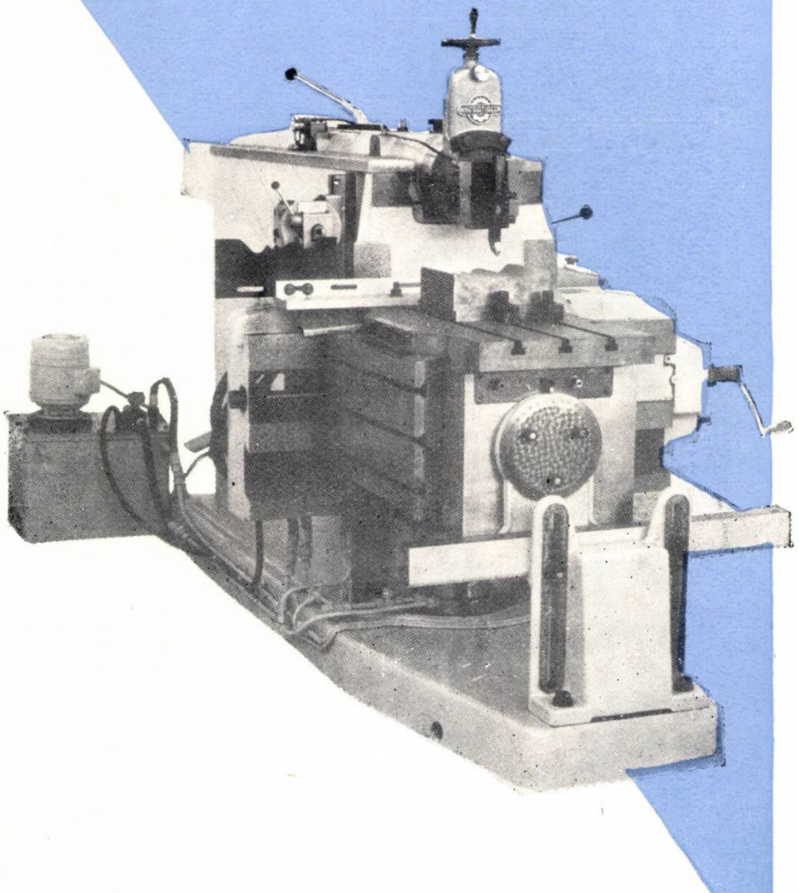
INFRĂȚIREA

ÎNFRĂȚIREA



uzina de mașini-unelte Oradea

produce:



Mașini de găurit cu coloană G 16, 25 și 40

Mașini de frezat universale pentru sculărie FUS

Mașini de rabotat cu cuțit mobil S425B, S 700

Mașini de rabotat cu cuțit mobil cu copier hidraulic S 800

Mașini de filetat interior (cu tarod) FI16

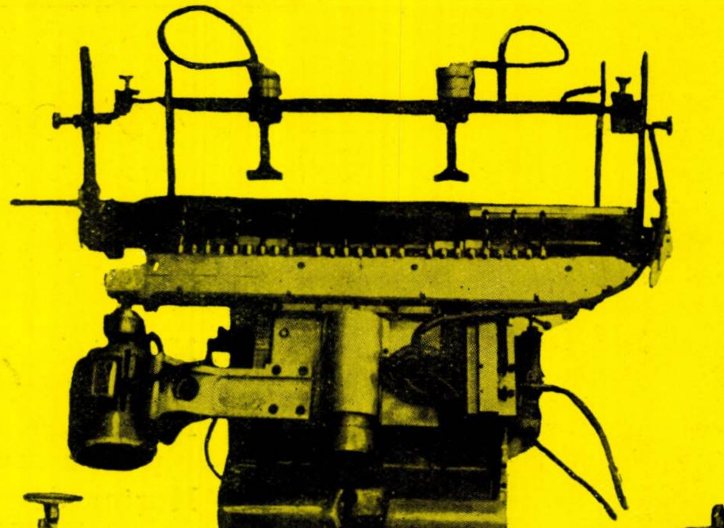
Ciocane de forjare autocompresoare CP63, CP160

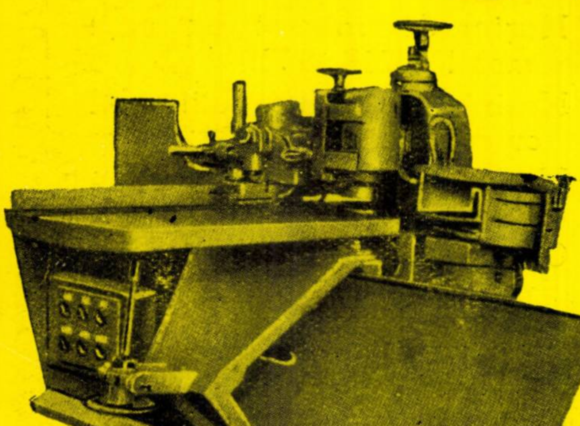
Întreprinderea mecanică ROMAN

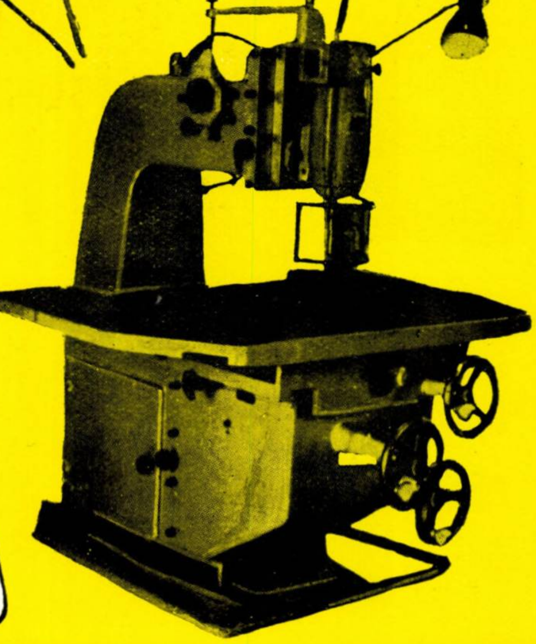
Produce

utilaje pentru prelucrarea lemnului, din care:

- — Maşini de găurit multiplu pentru cepuri rotunde — GCR
- — Maşini de şlefuit canturi profilate — SCP
- — Maşini de şlefuit cu 2 şi 3 cilindri — MSC-2, MSC-3
- — Circulare universale manuale — CUM-3
- — Ferăstraie panglică pentru mobilă — FP-8
- — Maşini de găurit şi scobit orizontal — GSO
- — Maşini normale de frezat — MNF
- — Maşini de rindeluit la grosime — MRG-8
- — Maşini de aplicat adezivi — MAA-13
- — Maşini de cepuit şi scobit — MCS
- — Maşini de şlefuit cu bandă orizontală — SBO





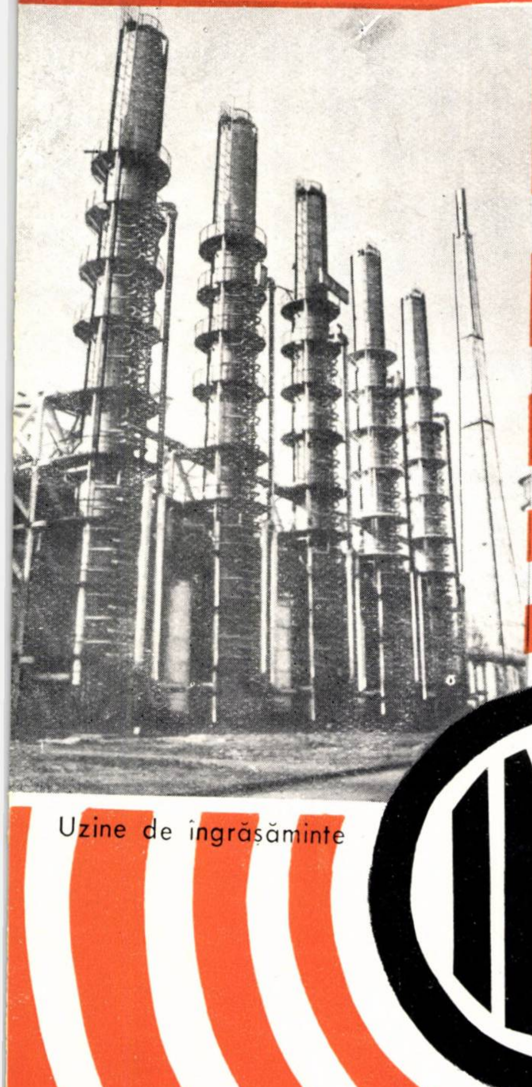


ROMAN

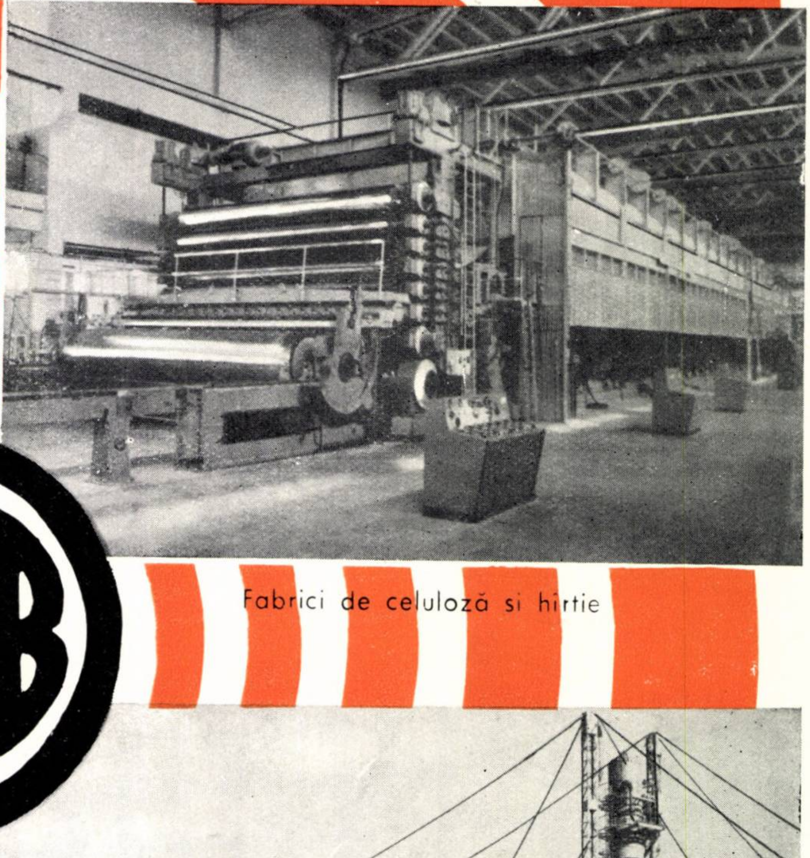
INTREPRINDEREA DE MONTAJE

BUCUREȘTI

execută lucrări de montaj pentru:

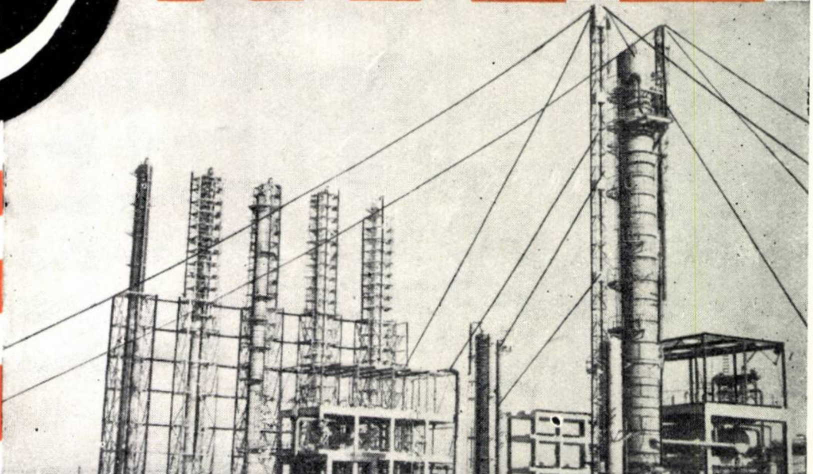


Uzine de îngrășăminte



Fabrici de celuloză și hîrtie

IMB



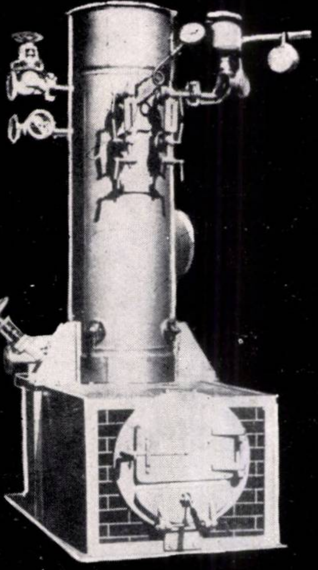
Uzine petrochimice și rafinării

Întreprinderea de montaje București
B-dul General Magheru nr. 27,
Raion 30 Decembrie
telefon 16.20.61 — 65

ATELIERELE 16 februarie

RMR

execută:

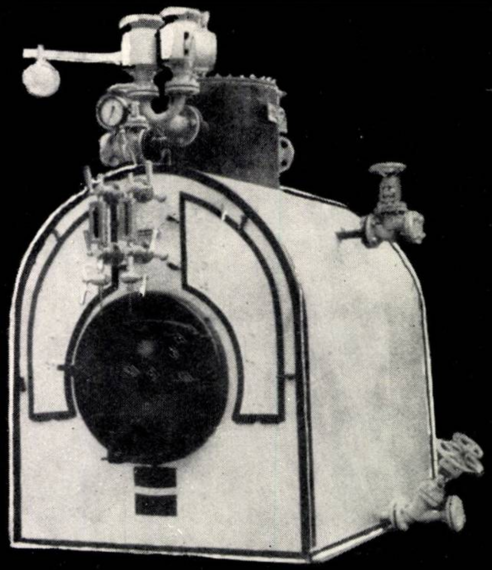


Cazane de abur orizontale cu debit între 0,2 şi 1 t/h şi presiune între 4 şi 6 kgf/cm² pentru toţi combustibilii uzuali din ţară

Cazane de abur verticale cu debit de 0,2 t/h şi presiune între 4 şi 6 kgf/cm² pentru toţi combustibilii uzuali din ţară

Cazan „Gama 2" generator automatizat multifocar pentru apă fierbinte

Cazane caldarine pentru motonave de 2000 CP

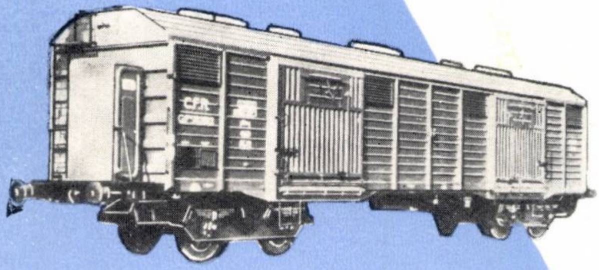


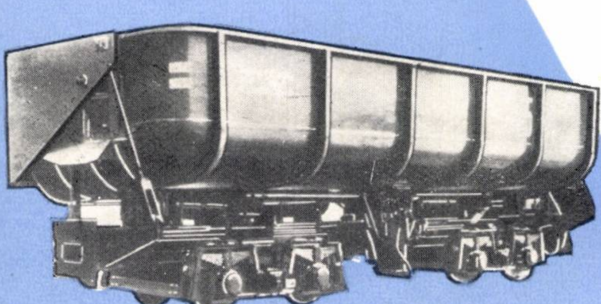
repară:

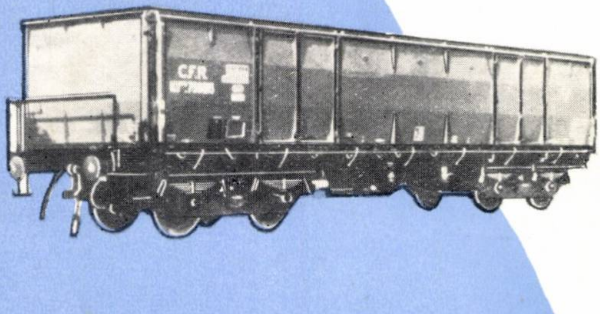
Locomotive cu abur de cale ferată normală
Macarale cu abur tip C.F.
Locomotive cu abur de cale ferată îngustă
Pluguri de zăpadă tip C.F.
Material rulant diferit

ATELIERELE DE REPARAT MATERIAL RULANT „16 FEBRUARIE"
CLUJ - Str. Tudor Vladimirescu nr. 2-4

UZINELE DE VAGOANE ARAD







execută:

VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ŞI SPECIALE:

Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă

Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă

Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate

Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Program de fabricație

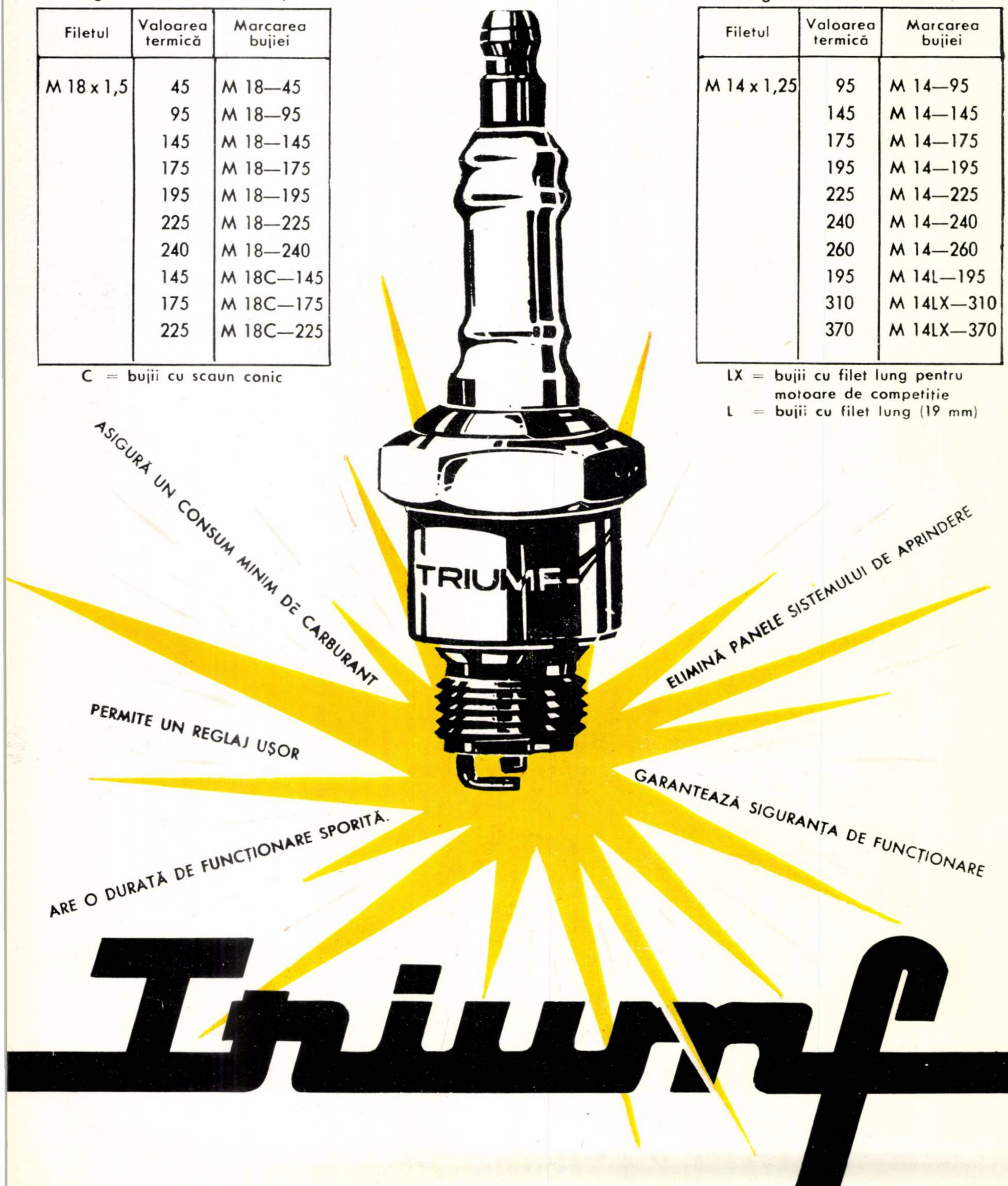
Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 18 x 1,5	45	M 18—45
	95	M 18—95
	145	M 18—145
	175	M 18—175
	195	M 18—195
	225	M 18—225
	240	M 18—240
	145	M 18C—145
	175	M 18C—175
	225	M 18C—225

C = bujii cu scaun conic

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95
	145	M 14—145
	175	M 14—175
	195	M 14—195
	225	M 14—225
	240	M 14—240
	260	M 14—260
	195	M 14L—195
	310	M 14LX—310
	370	M 14LX—370

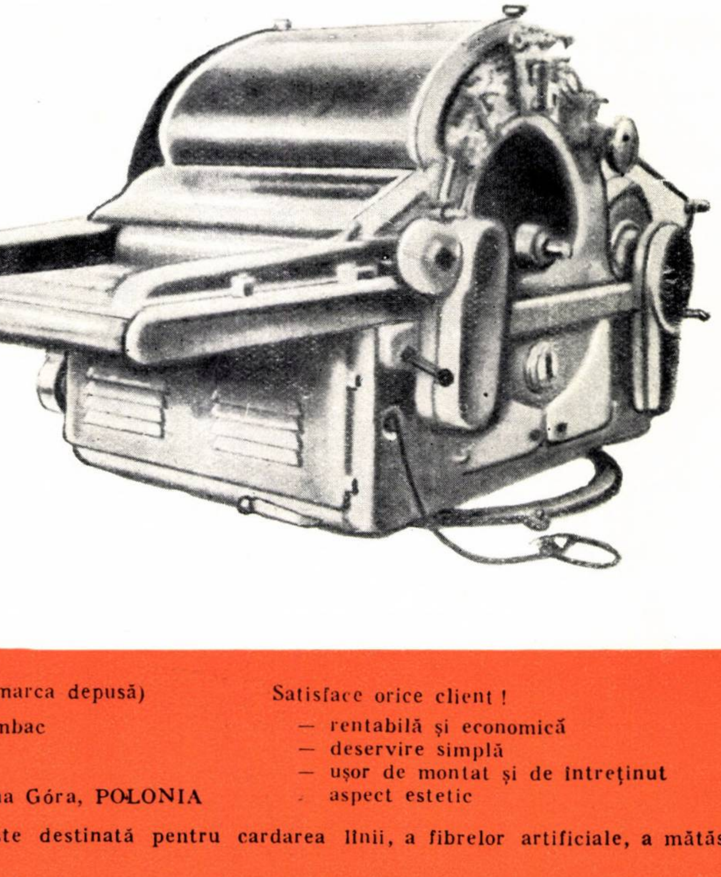
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
L = bujii cu filet lung (19 mm)


ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE
PERMITE UN REGLAJ UȘOR
GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ
TRIUMF

Triumf

UTILAJE MODERNE
PENTRU ÎNTREPRINDERILE TEXTILE MODERNE

CARDĂ — BRIZEZĂ AB 5



FALUBAZ

realizată de FALUBAZ — (marca depusă)
Fabrică de carde pentru Bumbac
în regiunea Lubusk
Zielona Góra, POLONIA

Satisface orice client!
- rentabilă și economică
- deservire simplă
- ușor de montat și de întreținut
- aspect estetic

Carda — brizeză este destinată pentru cardarea lînii, a fibrelor artificiale, a mătăsii sau a amestecurilor.

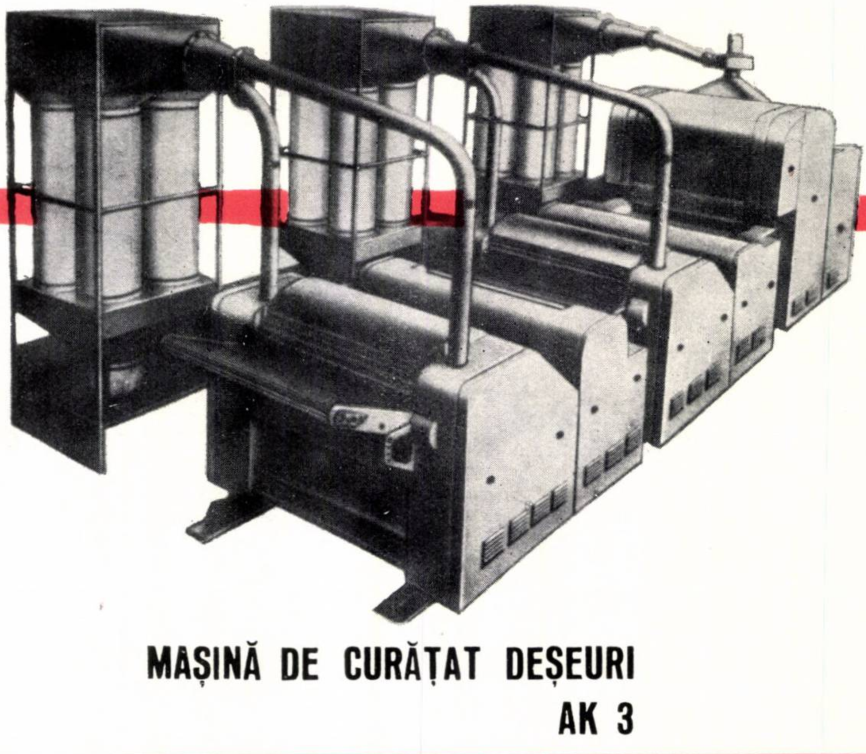
Este livrată în trei tipuri:

BRIZEZĂ-FIXĂ — cu alimentator și aspirator de praf automat,
BRIZEZĂ-FIXĂ — cu alimentare manuală,
BRIZEZĂ-TURNANTĂ — pentru montare pe placă turnantă.

METALEXPORT
WARSZAWA

Cataloagele și prospectele sînt trimise la cerere, iar comenzile sînt efectuate prin exportatorul exclusiv de mașini textile.

METALEXPORT, Warszawa, POLONIA



MAȘINĂ DE CURĂȚAT DEȘEURI AK 3

fabricată de BEFAMA — Bielsko, POLONIA
curăță rapid și eficient deșeuri de bumbac
Mașina de curățat deșeuri AK 3 — renumită
— apreciată
— căutată

Debit practic pînă la 100 kgf/h
Alimentare automată
Antrenare cu ajutorul motoarelor de putere redusă

Cataloagele și prospectele sînt transmise la cerere, iar comenzile sînt efectuate prin exportatorul exclusiv de mașini textile METALEXPORT, Varșovia, POLONIA

METALEXPORT
WARSZAWA

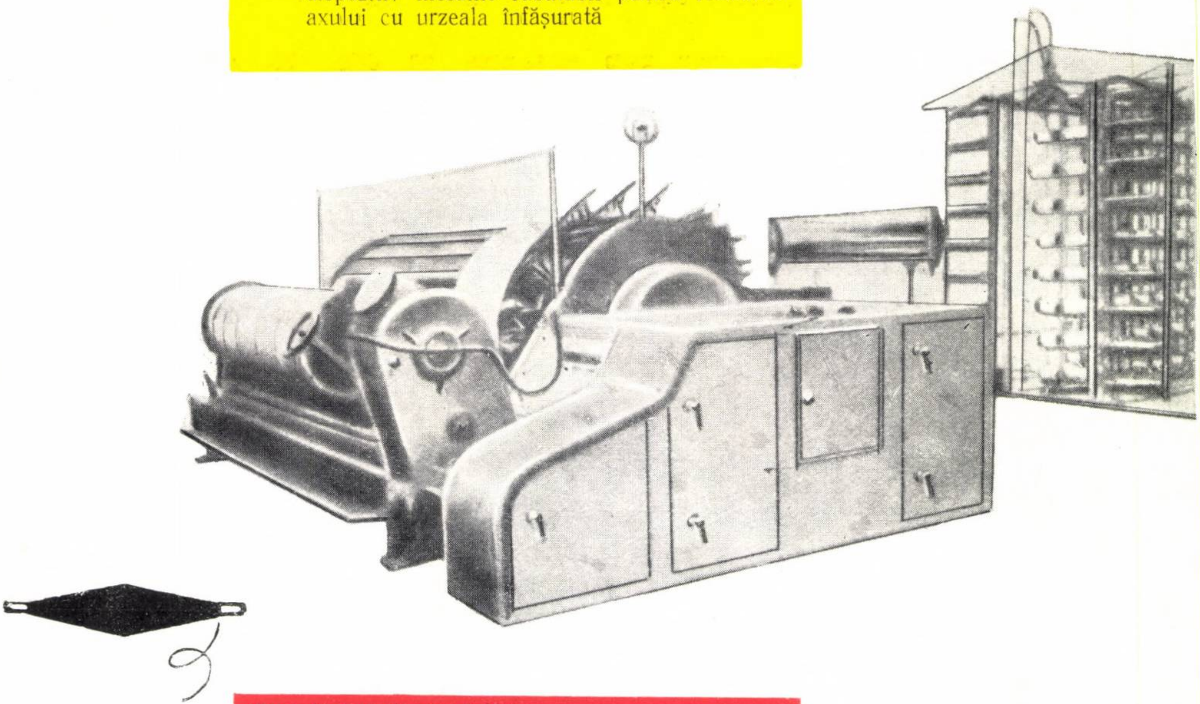
METALEXPORT

Oferă :

Mașini de urzit în bandă tip RE—5 cu ramă de contact RR3 pentru urzeală de lînă și de mătase naturală sau artificială

Producător : Lódzka Fabryka Maszyn Jedwabniczych MAJED
(fabrică de mașini pentru mătase)

- construcție simplă
- randament mare
- controlul și comanda automată
- dispozitiv mecanic rabatabil pentru ridicarea axului cu urzeala înfășurată



Caracteristicile mașinii :

- lățimea de lucru 1 800 sau 2 200 mm
- viteza de urzire pînă la 600 m/min
- numărul maxim de fire în bandă 600 buc.

Exportator exclusiv pentru mașini textile poloneze

METALEXPORT
WARSZAWA

Varșovia, Mokotowska 49, Polonia
Adresa telegrafică : METALEXPORT Warszawa

THE **LOEWY** ENGINEERING COMPANY LIMITED · BOURNEMOUTH · ENGLAND
REG'D. TRADE MARK

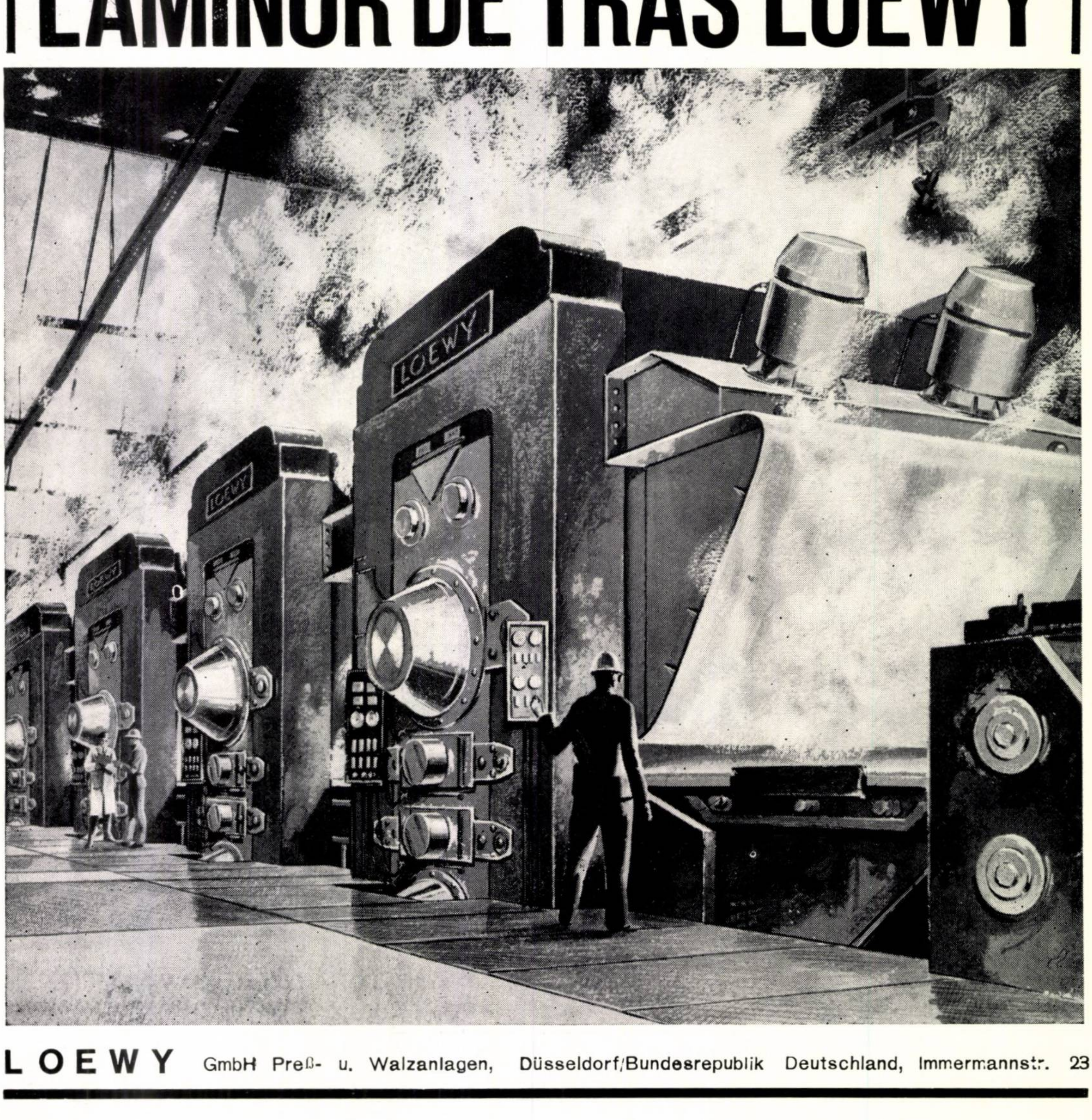
Firma The Loewy Engineering Company Limited a realizat în ultimul timp un laminor de tras hidraulic cu regulator de grosime complet automat.

Un astfel de laminor poate lamina benzi de o grosime excepţional de uniformă, deoarece variaţiile dimensionale determinate de întindere, de modul de montare a mecanismelor, de încovoieri, cum şi de variaţiile de temperatură, sînt imediat corectate în mod automat.

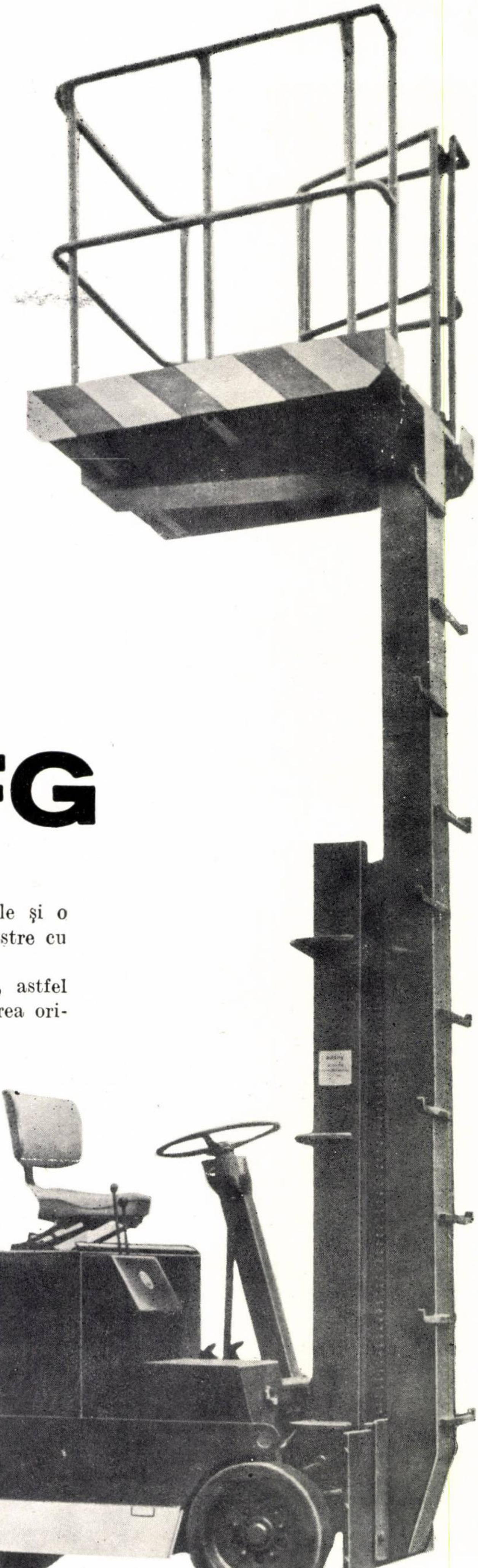
Printre alte avantaje ale construcţiei acestui laminor, spre deosebire de laminoarele de o construcţie obişnuită, se amintesc : întreţinere uşoară, funcţionare simplă, gabarit mic şi preţ redus.

Pînă în prezent au fost comandate nouă laminoare „Loewy" de acest fel, dintre care trei se află în exploatare, prezentînd succese remarcabile. Un laminor aflat în construcţie este laminorul triplu de 2 490 mm, Quarto. Tandem, asemănător celui din fotografia alăturată.

LAMINOR DE TRAS LOEWY



L O E W Y GmbH Preß- u. Walzanlagen, Düsseldorf/Bundesrepublik Deutschland, Immermannstr. 23



1001 EFG

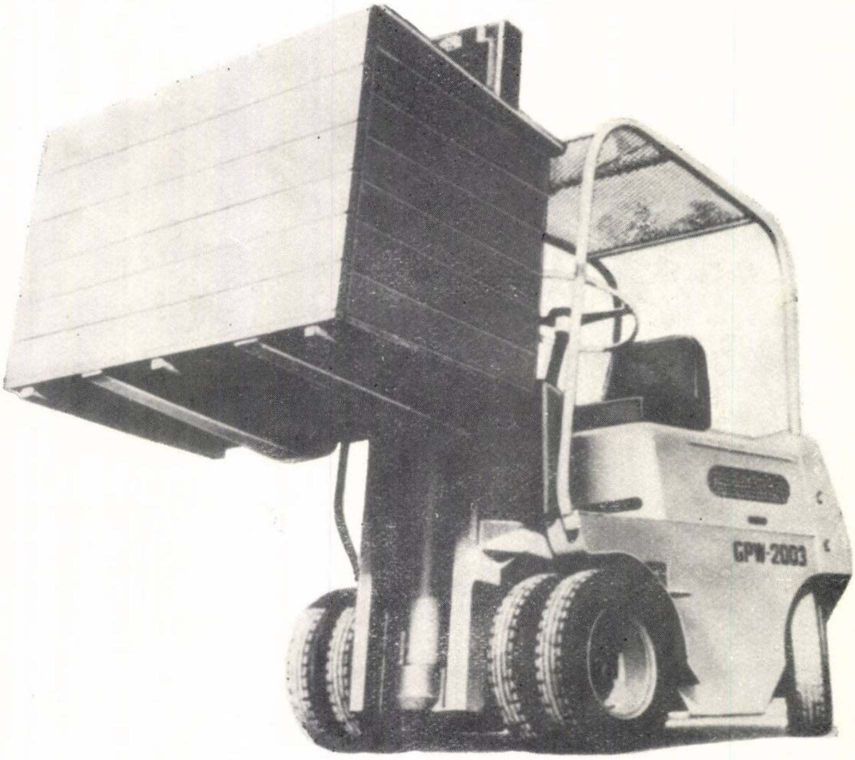
Un larg domeniu de utilizare, posibilități universale și o mare forță de ridicare prezintă stivuitoarele noastre cu furcă, prevăzute cu motor electric sau Diesel.

Capacitatea de ridicare variază de la 0,6 tf la 3 tf, astfel încît ridicătorul cu furcă normal permite realizarea oricărei operații obișnuite.

Electrostivuitorul cu furcă EFG 1001:
- vehicul pe trei roți cu instalație de ridicare hidraulică
- baterie electrică pentru deplasare
- bandaje pline din cauciuc
- forță de tracțiune 1 000 kgf
- înălțimea de ridicare 3 200 mm.

Deutscher Innen — und Aussenhandel
MASCHINEN•EXPORT
108 Berlin, Mohrenstrasse 61
Republica Democrată Germană

Informații: Reprezentanța Comercială
pe lingă
Ambasada Republicii Democrate Germane in Republica Socialistă România
Calea Dorobanților 14, București,
telefon: 11.39.97



centrozap

- **MANEVRABILITATE**
- **ECONOMICITATE**
- **DESERVIRE UŞOARĂ**
- **UTILIZARE UNIVERSALĂ**

ELEVATOR CU FURCĂ tip GPW — 2003

Indispensabil pentru organizarea raţională a TRANSPORTULUI INTERIOR

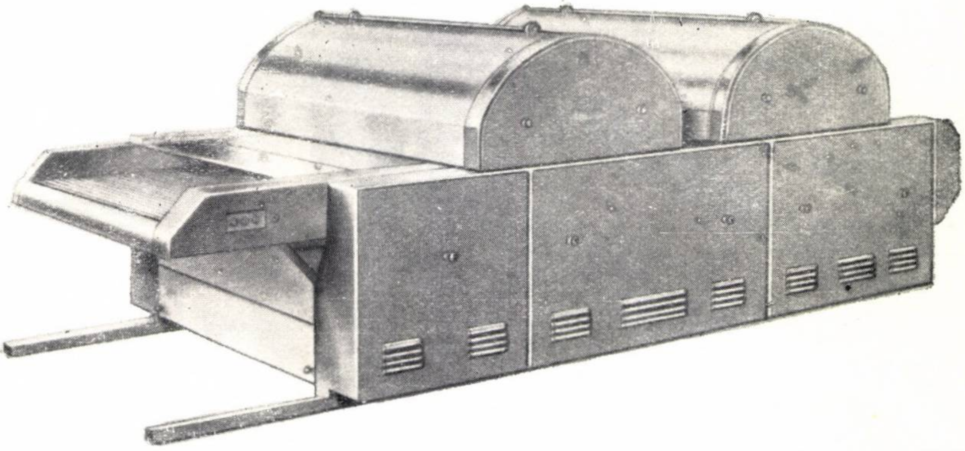
Elevatorul GPW — 2003 se distinge prin: o mare forţă de ridicare (2000 kgf) prezentînd în acelaşi timp ancombrament redus; o funcţionare economică a tuturor ansamblelor respective; posibilitatea montării de echipamente suplimentare pentru încărcarea materialelor în vrac, pentru utilizarea ca macara sau pentru manipularea obiectelor grele.
Elevatorul GPW — 2003 este livrat cu echipamentul suplimentar solicitat de client.

EXPORTATOR EXCLUSIV: Centrala Handlu Zagranicznego

CENTROZAP

Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Căsuţa poştală: 825 Telefon: 51.34.01 Telex: 31-242
Telegrame: CENTROZAP — Katowice

BEFAMA



DESTRĂMĂTORUL DE FIRE (Drusetă) TIP AC 8

este o maşină de defibrat realizată în trei mărimi: cu unul, două şi trei tambure.

Firma producătoare: BEFAMA vechea firmă Josephy—Bielsko fondată în 1851

prelucrează:

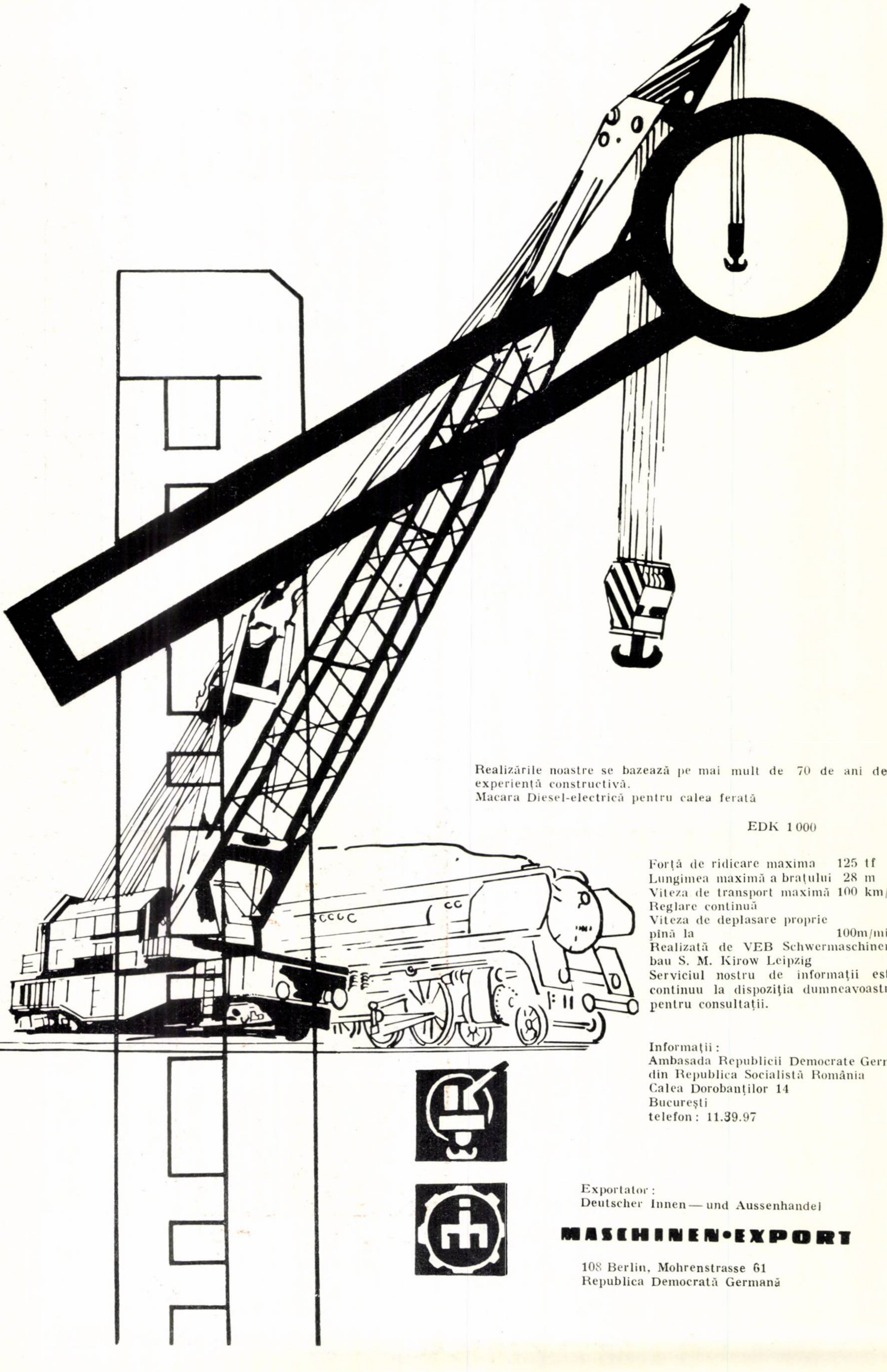
- fir de lînă şi fir regenerat
- capete de fir
- fir de azbest
- fir de fibre artificiale tăiate.

Producţia 20—50 kgf/h
Revenire perfectă
Lungimea fibrei, ca înainte de defibrare

Exportator exclusiv:

METALEXPORT
WARSZAWA

Mokotowska 49, Polonia
Telegrame: METALEX Warszawa



Realizările noastre se bazează pe mai mult de 70 de ani de experiență constructivă.
Macara Diesel-electrică pentru calea ferată

EDK 1 000

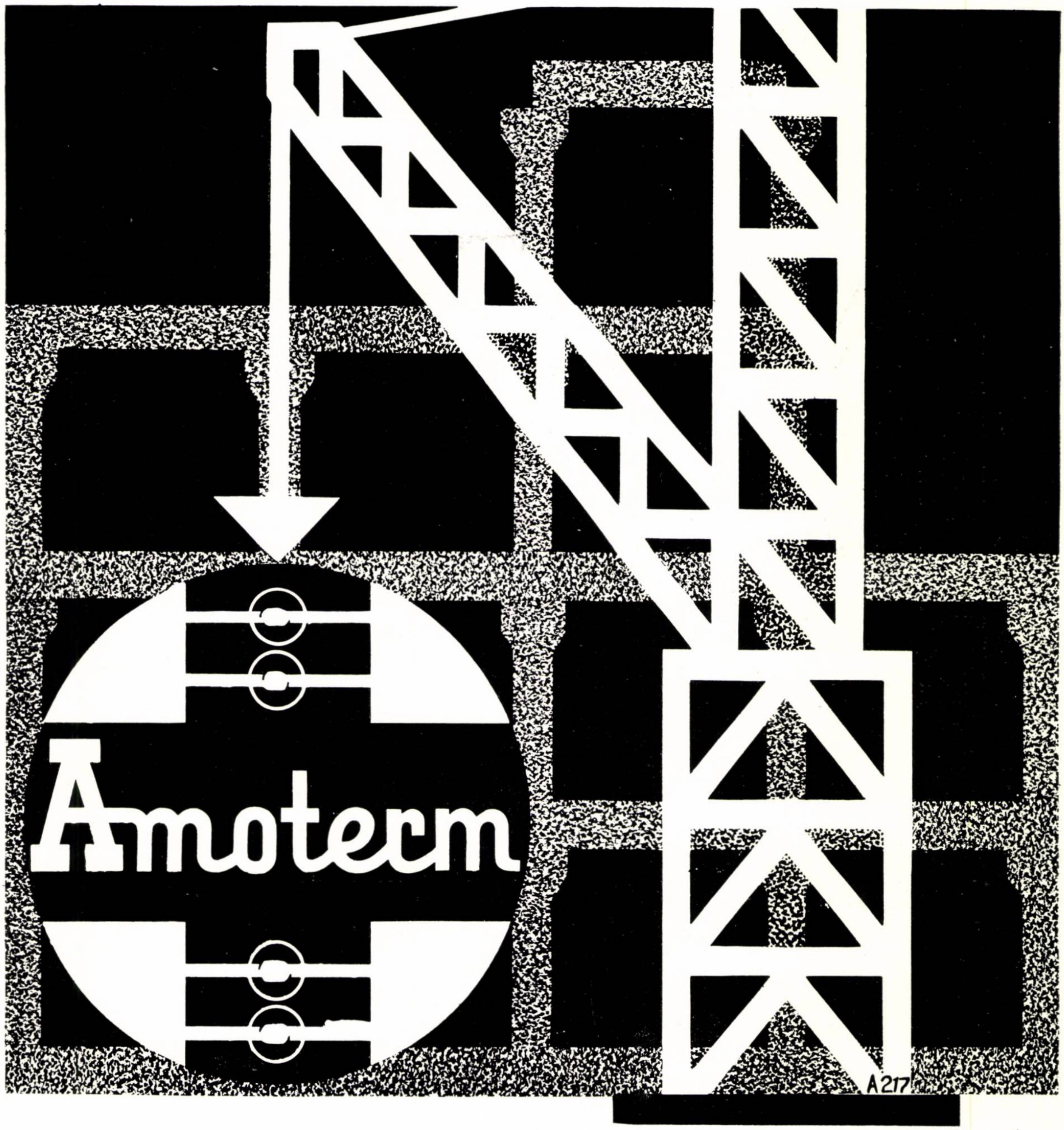
Forță de ridicare maxima 125 tf
Lungimea maximă a brațului 28 m
Viteza de transport maximă 100 km/h
Reglare continuă
Viteza de deplasare proprie pînă la 100m/min
Realizată de VEB Schwermaschinenbau S. M. Kirow Leipzig
Serviciul nostru de informații este continuu la dispoziția dumneavoastră pentru consultații.

Informații:
Ambasada Republicii Democrate Germane
din Republica Socialistă România
Calea Dorobanților 14
București
telefon: 11.39.97

Exportator:
Deutscher Innen — und Aussenhandel

MASCHINEN•EXPORT

108 Berlin, Mohrenstrasse 61
Republica Democrată Germană



MATERIALE ŞI UTILAJE DE SUDURĂ

pentru toate domeniile de utilizare a sudării aluminotermice

Sudarea joantelor de cale ferată	Sudarea comenzilor
Sudarea conectoarelor pentru şine	Sudarea în cadrul reparaţiilor
Sudarea oţelului beton	Sudarea fontei cenuşii

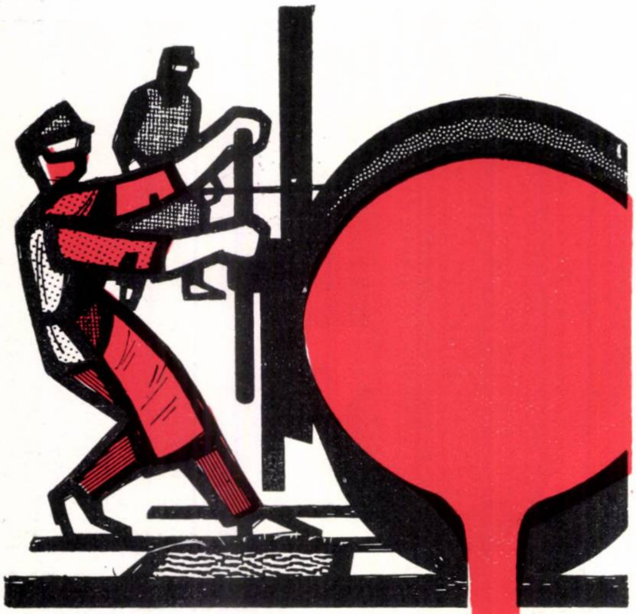
Detaliile necesare apar în prospectele noastre

Informaţii pentru export:

Deutscher Innen — und Aussenhandel Chemie
102 Berlin 2 Georgenkirchplatz 6 — 12

VEB CHEMISCHE WERKE BUNA

Betriebsabteilung Ammendorf 4011 Halle (Saale) Schachtstr. 11
Republica Democrată Germană



FORȚA ȘI PUTEREA
nu trebuie risipite!

În primul rînd utilizarea

PREPARATELOR noastre
PENTRU TURNĂTORIE

influențează în mod hotărîtor

ECONOMICITATEA, CALITATEA
și REDUCEREA REBUTURILOR
în turnătorie

Livrăm:

- preparate complete pentru ameliorarea turnării metalelor feroase, a metalelor grele și ușoare
- substanțe exoterme pentru oțelării și uzine metalurgice
- adaosuri pentru aliaje de creuzet și mijloace pentru desulfurarea fontei cenușii
- materiale pentru formare, precum și alte materiale tehnico-chimice pentru turnătorie

VEB FACHANSTALT
FÜR GIESSEREIWESEN

cea mai veche întreprindere
de specialitate din Europa

8252 COSWIG, BEZIRK
DRESDEN

Republica Democrată Germana

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

Abonați-vă la revistele:

CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

ELECTROTEHNICA

AUTOMATICA
ȘI
ELECTRONICA

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1965

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL
AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVII, OCTOMBRIE 1965, Nr. 10

CUPRINS

Deutsch, I., Goia, I., Neamţu, T., Grădinaru, Al. şi Morariu, N. :	**Consideraţii asupra ipotezelor de rezistenţă.**	553
Ivăneanu, C. :	**Folosirea raţională a sistemelor automate de comandă a avansului la motoarele cu aprindere prin scînteie.**	558
Vasiliu, Ch. :	**Contribuţii la calculul aparatelor de distribuţie de la semănătorile de cereale.**	560
Sandu, I. :	**Determinarea puterii de antrenare pentru presele mecanice de decupare.**	565
Hrelescu, M., Vaş, Al., Lipovan, L. şi Băr, F. :	**Contribuţii la studiul distrugerii prin cavitaţie a unor oţeluri obţinute prin aliere în arcul electric.**	569
Micloşi, V. şi Centea, O. :	**Fenomene tranzitorii la retopirea electrică în baie de zgură.**	571
Engel, H. :	**Contribuţii la calculul ciclurilor de fabricaţie.**	577
Voicu, V. :	**Studiul comportării cicloanelor în instalaţiile de ventilare.**	581
Soşea, I. şi Onică, M. :	**Ignifugarea materialelor inflamabile în cadrul construcţiei navelor.**	587
DOCUMENTARE		591
RECENZII		596
CRONICĂ		601
INFORMAŢII		607
REVISTA REVISTELOR		608

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România şi conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 539.4

Deutsch, I., Goia, I., Neamţu, T., Grădinaru, Al. şi *Morariu, N.*: **Consideraţii asupra ipotezelor de rezistenţă.**

Se realizează un studiu teoretic şi experimental al criteriilor de rezistenţă ale stărilor plane de eforturi unitare.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 553–558

CZ 621.434.047

Ivăneanu, C. : **Folosirea raţională a sistemelor automate de comandă a avansului la motoarele cu aprindere prin scînteie.**

Se discută posibilitatea stabilirii unui criteriu raţional pentru alegerea sistemului optim de comandă a avansului la declanşarea scînteii.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 558–559

CZ 631.33.022.3.001.24

Vasiliu, Ch. : **Contribuţii la calculul aparatelor de distribuţie de la semănătorile de cereale.**

Se analizează metoda de calcul pentru aparatele de distribuţie cu cilindri canelaţi şi cu cilindri cu pinteni, propunîndu-se un nou indice de apreciere a uniformităţii distribuţiei.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 560–564

CZ 621.983.321-83

Sandu, I. : **Determinarea puterii de antrenare pentru presele mecanice de decupare.**

Se prezintă o metodă pentru determinarea puterii necesare a electromotorului de acţionare pentru presele mecanice de decupare.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 565–568

CZ 669.15-194: 621.791.75: 532.528

Hrelescu, M., Vaş, Al., Lipovan, L. şi *Bär, F.* : **Contribuţii la studiul distrugerii prin cavitaţie a unor oţeluri obţinute prin aliere în arcul electric.**

Se prezintă o serie de rezultate experimentale obţinute la distrugerea prin cavitaţie a unor oţeluri rezultate prin aliere în arc electric.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 569–571

CZ 621.791.75

Micloşi, V. şi *Centea, O.* : **Fenomene tranzitorii la retopirea electrică în baie de zgură.**

Se evidenţiază rezultatele măsurărilor efectuate în regim tranzitoriu la retopirea electrică în baie de zgură, precizîndu-se existenţa unui al treilea tip de proces tranzitoriu de joasă frecvenţă.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p 571–577

CZ 62: 338.062.5

Engel, H. : **Contribuţii la calculul ciclurilor de fabricaţie.**

Se analizează metodica de calcul al ciclurilor de fabricaţie propunîndu-se unele îmbunătăţiri.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 577–581

CZ 621.928.6: 628.83

Voicu, V. : **Studiul comportării cicloanelor în instalaţiile de ventilare.**

Se expune metoda de calcul al cicloanelor în instalaţiile de ventilare, evidenţiindu-se rezultatele cercetărilor experimentale efectuate în cadrul Institutului de igienă şi protecţia muncii.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 581–586

CZ 629.12: 667.637.4: 699.81

Soşea, I. şi *Onică, M.* : **Ignifugarea materialelor inflamabile în cadrul construcţiei navelor.**

Se descrie procesul tehnologic şi instalaţia utilizată la Uzina mecanică — Turnu Severin pentru ignifugarea materialelor inflamabile.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 10, p. 587–590

DIN NUMĂRUL VIITOR

Pimsner, V. : **Asupra relaţiilor de transfer de căldură într-un schimbător de suprafaţă destinat utilizării frigului produs prin destinderea gazelor naturale.**

Actarian, R. şi *Goldenberg A.* : **Folosirea materialelor plastice în construcţia de maşini.**

Dumitrescu, A. : **Eficacitatea economică a automatizării lucrărilor de conducere şi de evidenţă economică în ramura construcţiilor de maşini.**

Drobotă, V. : **Calculul de stabilitate a căii de rulare la grinzile rulante suspendate.**

Wanyorek, C. : **Preîncălzirea şi tratamentul termic al pieselor turnate din oţel, remaniate sau asamblate prin sudare.**

Bălan, P. : **Introducerea comenzii după program la maşinile-unelte.**

Popescu, I. : **Contribuţii la proiectarea grupului de came necesare executării piuliţelor pe strungurile automate monoax.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România – Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul: I. P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25, Bucureşti, c. 3293

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D. G. P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 539.4

Дейч, И., *Гойя*, ,*И.*, *Нямцу*, *Т.*, *Грэдинару*, *А.* и *Морариу*, *Н.*: **Исследования в области критериев сопротивляемости.**

Проводится теоретическое и экспериментальное исследование критериев сопротивляемости применительно к плоским состояннням единных напряжений.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 10, стр. 553–558

ДК 621.434.047

Иваняну, *К.*; **Рациональное использование автоматических систем управления опережением двигателей с искровым зажиганием.**

Обсуждается возможность установления рационального критерия для выбора оптимальной системы управления опережением при образовании искры.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 10, стр. 558–559

ДК 631.33.022.3.001.24

Василиу, *К.*: **К вопросу расчета распределительных аппаратов на сеялках.**

Анализируется метод расчета распределительных аппаратов со шлицевыми и шпорообразными цилиндрами, причем предлагается новый критерий оценки равномерности распределения.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 10, стр. 560–564

ДК 621.983.321-83

Санду, *И.*: **Определение мощности привода для механических вырубных прессов.**

Предлагается метод определения мощности электродвигателя, необходимого для привода механических вырубных прессов.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 10, стр. 565–568

ДК 669.15-194 ; 621.791.75 ; 532.528

Хрелеску, *М.*, *Ваш*, *А.*, *Липован*, *Л.* и *Бер*, *Ф.*: **К вопросу исследованяи кавитационного разрушения сталей, получаемых легированием в электрической дуге.**

Приводится ряд экспериментальных результатов, полученных при кавитационноям разрушении сталей, выработанных путем легирования в электрической дуге.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 10, стр. 569–571

ДК 621.791.75

Миклоши, *В.* *Чентя*, *О.*: **Переходные явления при электрической переплавке в шлаковой ванне.**

Отмечаются результаты измерений, проведенных в переходном режиме при электрической преплавке в шлаковой ванне, причем уточняется наличие третьего типа переходного низкочастотного процесса.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 10, стр. 571–577

ДК 62 ; 338.062.5

Энгель, *Х.*: **К вопросу расчета производственных циклов.**

Анализируется метод расчета производственных циклов, причем предлагается ряд усовершенствований.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 10, стр. 577–581

ДК 621.928.6 ; 628.83

Войку, *В.*: **Исследование поведения циклонов на вентиляционных установках.**

Рассматривается метод расчета циклонов для вентиляционных установок, причем подробно описываются результаты экспериментальных исследований, проведенных Институтом гигиены и охраны труда.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 10, стр. 581–586

ДК 629.12 ; 667.637.4 ; 699.81

Сося, *И.* и *Оника*, *М.*: **Огнестойкая пропитка воспламеняющихся материалов в судостроении.**

Дается описание технологического процесса и установки, используемой Механическим заводом в Турну-Северине для огнестойкой пропитки воспламеняющихся материалов.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 10, стр. 587–590

DK 539.4

Deutsch, *I.*, *Goia*, *I.*, *Neamţu*, *T.*, *Grădinaru*, *Al.* und *Morariu*, *N.*: **Untersuchungen der Festigkeitshypothesen.**

Der Aufsatz stellt eine theoretische und experimentelle Studie der Festigkeitskriterien einheitlicher Kräfte im ebenen Zustand dar.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 553–558

DK 621.434.047

Ivăneanu, *C.*: **Rationelle Verwendung automatischer Steuerungsvorrichtungen der Vorzündung bei Ottomotoren.**

Es wird die Möglichkeit der Festlegung eines rationellen Auswahlkriteriums für das geeigneteste Steuerungssystem der Vorzündung erörtert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 558–559

DK 631.33.022.3.001.24

Vasiliu, *Ch.*: **Beiträge zur Berechnung der Saatgutverteiler bei Getreidesämaschinen.**

Es wird das Berechnungsverfahren für Saatgutverteiler mit gerillten Zylindern und Sporenzylindern analysiert und eine neue Bewertungskennziffer der gleichmässigen Verteilung vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 560–564

DK 621.983.321-83

Sandu, *I.*: **Bestimmung der Antriebskraft der mechanischen Stanzpressen.**

Es wird ein Verfahren zur Bestimmung der notwendigen Leistung des Antriebselektromotors für mechanische Stanzpressen beschrieben.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 565–568

DK 669.15-194 ; 621.791.75 ; 532.528

Hrelescu, *M.*, *Vaş. Al.*, *Lipovan*, *L.* und *Bär*, *F.*: **Beiträge zur Untersuchung der Zerstörung von im Lichtbogen legierten Stählen durch Hohlraumbildung.**

Es werden die Versuchsergebnisse im Hinblick auf die Zerstörung von im Lichtbogen legierten Stählen durch Hohlraumbildung dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 569–571

DK 621.791.75

MiclOşi, *V.* und *Centea*, *O.*: **Übergangserscheinungen bei der elektrischen Umschmelzung im Schlackenbad.**

Es werden die Ergebnisse der beim Übergangsstadium der Umschmelzung im Schlackenbad vorgenommenen Messungen dargelegt und auf das Bestehen eines dritten Niederfrequenz-Übergangsprozesses hingewiesen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 571–577

DK 62 ; 338.062.5

Engel, *H.*: **Beiträge zur Berechnung der Fabrikationszyklen.**

Es wird das Berechnungsverfahren der Fabrikationszyklen analysiert und gewisse Verbesserungen vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 577–581

DK 621.928.6 ; 628.83

Voicu, *V.*: **Untersuchung des Verhaltens der Zyklone in Lüftungsanlagen.**

Es wird ein Berechnungsverfahren der Zyklone in den Lüftungsanlagen dargelegt und die Ergebnisse der Versuchsforschungen im Institut für Arbeitshygiene und Arbeitsschutz angeführt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 581–586

DK 629.12 ; 667.637.4 ; 699.81

Soşea, *I.* und *Onică*, *M.*: **Erzielung der Feuerbeständigkeit entzündbarer Werkstoffe beim Schiffbau.**

Es wird der technologische Prozess und die Anlagen beschrieben, die im Maschinenwerk von Turnu Severin für die Brandverhütung bei entzündbaren Werkstoffen eingeführt wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 10, S. 587–590

DC 539.4

Deutsch, I., Goia, I., Neamțu, T., Grădinaru, Al. and *Morariu, N.* : **Researches concerning the resistance hypotheses.**

A theoretical and experimental study of the resistance criteria concerning the unitary stress plane states has been carried out.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 553–558

DC 621.434.047

Ivăneanu, C. : **The rational utilization of the automatic advance control systems in spark-ignition engines.**

The possibility of establishing a rational criterium for choosing the optimum advance control system at spark release is discussed.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 558–559

DC 631.33.022.3.001.24

Vasiliu, Ch. : **Contributions to the calculus of seeding devices in grain drills.**

The calculus method for the seeding devices with grooved and spurred cylinders is analysed and a new index is suggested for estimating the distribution uniformity.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 560–564

DC 621.983.321-83

Sandu, I. : **Determining the driving power for the mechanical cutting out presses.**

A method of determining the power required from the electromotors driving the mechanical cutting out presses is described.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 565–568

DC 669.15-194 ; 621.791.75 ; 532.528

Hrelescu, M., Vaș, Al., Lipovan, L. and *Bär, F.* : **Contribution to the study of cavitation destruction of some steels obtained by electric-arc alloying.**

A series of experimental results concerning the cavitation destruction of some steels resulting from electric-arc alloying are presented.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 569–571

DC 621.791.75

Miclosi, V. and *Cenlea, O.*: **Transitory phenomena in the electric remelting in slag bath.**

The results of measurements carried out in transitory-regime in the slag-bath electric remelting are given and the existence of a third type of low-frequency transitory process is pointed out.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 571–577

DC 62 ; 338.062.5

Engel, H. : **Contributions to the calculus of the manufacturing cycles.**

The calculation method of manufacturing cycles is discussed and some improvements suggested.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 577–581

DC 621.928.6 ; 628.83

Voicu, V. : **Studying the behaviour of cyclones in ventilation plants.**

The calculation method of cyclones in ventilation plants is described and some infomation given concerning the results of experimental investigations carried out within the framework of the Labour Hygiene and Protection Institute.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 581–586

DC 629.12 ; 667.637.4 ; 699.81

Șoșea, I. and *Onică, M.* : **The fireproofing of inflammable materials in naval constructions.**

A description is given of the technological process and installation used at the Turnu Severin Mechanical Works for the fireproofing of inflammable materials.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 10, p. 587–590

CD 539.4

Deutsch, J., Goia, I., Neamțu, T., Grădinaru, Al. et *Morariu, N.* : **Recherches sur les hypothèses de résistance.**

On étudie théoriquement et expérimentalement les critères de résistance concernant les états plans des efforts unitaires.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 553–558

CD 621.434.047

Ivăneanu, C. : **L'emploi rationnel des systèmes automatiques qui commandent l'avance dans les moteurs à allumage par étincelle.**

On examine la possibilité d'établir un critère rationnel pour choisir le meilleur système de commande de l'avance quand l'étincelle est déclanchée.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 558–559

CD 631.33.022.3.001.24

Vasiliu, Ch. : **Contributions au calcul des appareils de distribution des semeuses de céréales.**

On analyse la méthode de calcul pour les appareils de distribution équipés avec des cylindres cannelés ou à éperons et on propose un nouvel indice pour apprécier l'uniformité de la distribution.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 560–564

CD 621.983.321-83

Sandu, I. : **La détermination de la puissance d'entrainement pour les presses mécaniques à découper.**

On présente une méthode qui sert à déterminer la puissance nécessaire au moteur électrique pour entraîner les presses mécaniques à découper.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 565–568

CD 669.15-194 ; 621.791.75 ; 532.528

Hrelescu, M., Vaș, Al., Lipovan, L, et *Bär, F.* : **Contributions à l'étude de la destruction par cavitation des aciers obtenus par alliage dans l'arc électrique.**

Les auteurs exposent les résultats expérimentaux de la destruction par cavitation des aciers préparés par alliage dans l'arc électrique.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 569–571

CD 621.791.75

Micloși, V. et *Centea, O.* : **Phénomènes transitoires durant la refonte électrique en bain de laitier.**

On donne les résultats des mesurages effectués en régime transitoire durant la refonte électrique en bain de laitier ; on précise l'existence d'un troisième type de processus transitoire de basse fréquence.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 571–577

CD 62 ; 338.062.5

Engel, S. : **Contributions au calcul des cycles de fabrication.**

On examine la méthode du calcul des cycles de fabrication et on propose plusieurs améliorations.

Construcția de Mașini 17 (1965) no. 10, p. 577–581

CD 621.928.6 ; 629.83

Voicu, V. : **Etude sur le comportement des cyclones dans les installations de ventilation.**

L'auteur expose la méthode du calcul des cyclones dans les installations de ventilation et donne les résultats des recherches expérimentales effectuées par l'Institut d'hygiène et de protection du travail.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 581–586

CD 629.12 ; 667.637.4 ; 699.81

Șoșea, I. et *Onică, M.* : **L'ignifugation des matériaux inflammables dans la construction navale.**

On décrit le procédé technologique et l'installation utilisée par l'Usine mécanique de Turnu Severin pour l'ignifugation des matériaux inflammables.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 10, p. 587–590

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI ŞI AL CONSILIULUI NAŢIONAL AL INGINERILOR ŞI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XVII, OCTOMBRIE 1965, Nr. 10

CZ 539.4

Consideraţii asupra ipotezelor de rezistenţă

I. DEUTSCH, I. GOIA, T. NEAMŢU, AL. GRĂDINARU şi N. MORARIU

Ipotezele de rezistenţă sau teoriile de rupere urmăresc să precizeze pentru o stare de solicitare elementul caracteristic ce poate fi admis drept cauză a distrugerii materialului piesei solicitate. După cum, în decursul anilor, un anumit efort unitar, lungirea specifică sau energia de deformaţie au fost considerate drept cauză a distrugerii, s-au formulat următoarele ipoteze clasice de rezistenţă :

— ipoteza efortului unitar normal maxim (Galileu, sec. XVII) ;

— ipoteza lungirii specifice maxime (Mariotte, 1682) ;

— ipoteza efortului unitar tangenţial maxim (Coulomb, 1773) ;

— ipoteza energiei specifice de deformaţie (Beltrami, 1885).

În urma cercetărilor efectuate pentru stabilirea ipotezei reale s-au adus unele corectări ipotezelor clasice şi s-au găsit noi ipoteze : ipoteza energiei de variaţie a formei, teoria stărilor de tensiune limită a lui Mohr, diagrama de stare mecanică, teoria lui Balandin, Miroliubov, Jagn etc.

Pe linia aplicării ipotezelor de rezistenţă la calculul stărilor plane şi spaţiale de eforturi se constată însă, în multe lucrări de specialitate, o inconsecvenţă şi o lipsă de precizare. Astfel, o serie de cursuri mai vechi utilizau aproape cu exclusivitate, dar nemotivat, ipoteza lungirilor specifice maxime. În cursurile mai noi de organe de maşini se tinde spre ipoteza tensiunilor tangenţiale maxime, fără consecvenţă uneori, deoarece pentru stările de forfecare pură se păstrează ipoteza lungirilor specifice maxime şi se admite pentru un material omogen şi izotrop $\tau_a = (0,7-0,8)\ \sigma_a$. De obicei în cursurile de rezistenţa materialelor nu sînt amintite ipotezele cele mai defavorabile, care pot duce la o dimensionare sigură prin satisfacerea condiţiilor de rezistenţă a fiecărei ipoteze, cu toate că există o tendinţă şi spre acest mod de calcul (de exemplu, calculul tablei de cazan, calculul arborilor la răsucire cu încovoiere etc.). În alte cursuri, după prezentarea ipotezelor de rezistenţă nu se dă nici o recomandare pentru alegerea celei mai reale ipoteze. Faţă de această situaţie, în prezenta lucrare se propune adoptarea, pe o bază teoretică şi experimentală, a unei metode verificate de calcul.

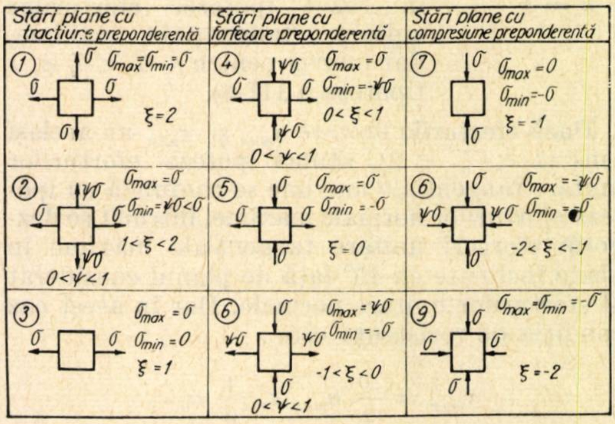
Lucrarea se referă însă numai la stările plane de eforturi unitare, prin care totuşi se cuprinde un cerc foarte larg de probleme inginereşti de rezistenţa materialelor. În calculul practic, stările spaţiale sînt întotdeauna mai rare şi, de multe ori, ele pot fi reduse la stări plane prin neglijarea efortului unitar normal principal intermediar, după cum rezultă şi din teoria lui Mohr.

Stări plane de eforturi unitare. O stare plană este definită dacă se cunosc eforturile unitare principale σ_{max} şi σ_{min}. Pentru a crea posibilitatea clasificării stărilor plane s-a notat, drept factor de stare ξ, raportul dintre suma eforturilor unitare normale principale şi valoarea absolută a efortului unitar principal cel mai mare :

$$\xi = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{|\sigma|_{max}}. \tag{1}$$

În tabela 1 sînt prezentate stările plane posibile în dependenţă de mărimea factorului de stare.

Tabela 1



Stări plane cu tracţiune preponderentă	Stări plane cu forfecare preponderentă	Stări plane cu compresiune preponderentă
① $\sigma_{max} = \sigma_{min} = \sigma$ $\xi = 2$	④ $\sigma_{max} = \sigma$ $\sigma_{min} = -\psi\sigma$ $0 < \xi < 1$ $0 < \psi < 1$	⑦ $\sigma_{max} = 0$ $\sigma_{min} = -\sigma$ $\xi = -1$
② $\sigma_{max} = \sigma$ $\sigma_{min} = \psi\sigma < \sigma$ $1 < \xi < 2$ $0 < \psi < 1$	⑤ $\sigma_{max} = \sigma$ $\sigma_{min} = -\sigma$ $\xi = 0$	⑥ $\sigma_{max} = -\psi\sigma$ $\sigma_{min} = -\sigma$ $-2 < \xi < -1$
③ $\sigma_{max} = \sigma$ $\sigma_{min} = 0$ $\xi = 1$	⑥ $\sigma_{max} = \psi\sigma$ $\sigma_{min} = -\sigma$ $-1 < \xi < 0$ $0 < \psi < 1$	⑨ $\sigma_{max} = \sigma_{min} = -\sigma$ $\xi = -2$

Factorul de stare plană are valori cuprinse între $-2 \leqslant \xi \leqslant 2$ în funcţie de natura stării plane. În starea de forfecare pură, factorul de stare este $\xi = 0$, în starea liniară de eforturi $\xi = \pm 1$, în starea de tracţiune uniformă $\xi = +2$, iar în starea de compresiune uniformă $\xi = -2$.

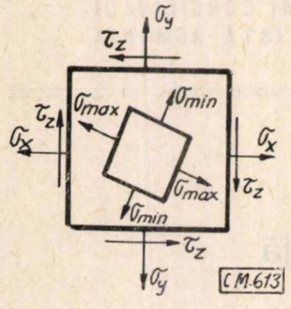


Fig. 1

Calculul de rezistenţă se conduce, de obicei, în raport cu eforturile unitare dirijate în lungul axelor unui sistem de referinţă cartezian σ_x, σ_y şi τ_z (fig. 1). Cu relaţia eforturilor unitare normale principale :

$$\sigma_{\substack{max \\ min}} = 0{,}5\,(\sigma_x + \sigma_y) \pm 0{,}5 \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\,\tau_z^2} \quad (2)$$

expresia factorului de stare devine :

$$\xi = \frac{2\,(\sigma_x + \sigma_y)}{\left|\sigma_x + \sigma_y \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\,\tau_z^2}\right|_{max}}.$$

Ipoteze de rezistenţă aplicate la stările plane de eforturi unitare. Ipotezele curente de rezistenţă pot fi grupate în două categorii : ipoteze ale eforturilor unitare şi ale deformaţiilor, şi ipoteze ale energiei de deformaţie (tabela 2).

Din prima categorie fac parte ipoteza efortului unitar normal maxim, ipoteza lungirii specifice maxime, ipoteza efortului unitar tangenţial maxim şi teoria tensiunii limite a lui Mohr. După aceste ipoteze, condiţia de rezistenţă a piesei aflate în stare plană se exprimă în funcţie de efortul unitar admisibil, stabilit printr-o încercare de stare liniară, în felul următor :

$$\sigma_{max} - k\,\sigma_{min} \leqslant \sigma_a\,, \quad (3)$$

unde :

$k = 0$ în cazul ipotezei eforturilor unitare normale maxime (ipoteza I) ;

$k = \mu \cong 0{,}3$ în cazul ipotezei lungirilor specifice maxime (ipoteza a II-a) ;

$k = 1$ în cazul ipotezei eforturilor unitare tangenţiale maxime, dar numai pentru $-1 < \xi < 1$ (ipoteza a III-a).

Dacă eforturile unitare σ_{max} şi σ_{min} au acelaşi sens $(1 < |\xi| < 2)$, atunci ipoteza eforturilor unitare tangenţiale maxime se confundă cu ipoteza eforturilor normale maxime, întrucît se dezvoltă eforturi unitare tangenţiale maxime în plane înclinate cu 45° faţă de planul considerat al eforturilor unitare normale. Dar în acest caz condiţia de rezistenţă este :

$$\tau_{max} = \frac{1}{2}\,\sigma_{max} \leqslant \frac{1}{2}\,\sigma_a\,.$$

Relaţia (3) exprimă condiţia de rezistenţă şi după teoria tensiunii limite a lui Mohr. Prin înlocuirea expresiei (2) ea devine :

$$0{,}5\,(1 - k)\,(\sigma_x + \sigma_y) + $$
$$+ 0{,}5\,(1 + k) \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\,\tau_z^2} \leqslant \sigma_a\,. \quad (4)$$

Ipotezele bazate pe energia de deformaţie sînt folosite sub două forme : ipoteza energiei specifice totale de deformaţie (ipoteza a IV-a) şi ipoteza energiei specifice de variaţie a formei (ipoteza a V-a).

Pentru o stare plană, ele exprimă condiţia de rezistenţă a piesei în felul următor :

$$\sqrt{\sigma_{max}^2 + \sigma_{min}^2 - 2k\,\sigma_{max}\,\sigma_{min}} \leqslant \sigma_a\,, \quad (5)$$

unde :

$k = \mu \cong 0{,}3$ pentru ipoteza a IV-a ;

$k = 0{,}5$ pentru ipoteza a V-a.

Cu expresiile eforturilor unitare normale principale condiţiile energetice de rezistenţă devin :

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - 2\,k\,\sigma_x\,\sigma_y + 2\,(1 + k)\,\tau_z^2} \leqslant \sigma_a. \quad (6)$$

Condiţiile de rezistenţă (3) şi (5) se pot exprima în funcţie de factorul de stare plană. Prin eliminarea efortului unitar normal minim se obţine :

— pentru ipotezele eforturilor unitare şi ale deformaţiilor :

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{\sigma_{max}}{\sigma_a} \leqslant \dfrac{1}{1 + k\,(1 - \xi)} \\ \text{— pentru ipotezele energetice :} \\ \dfrac{\sigma_{max}}{\sigma_a} \leqslant \dfrac{1}{\sqrt{2\,(1 + k)\,(1 - \xi) + \xi^2}}. \end{array}\right\} \cdot \quad (7)$$

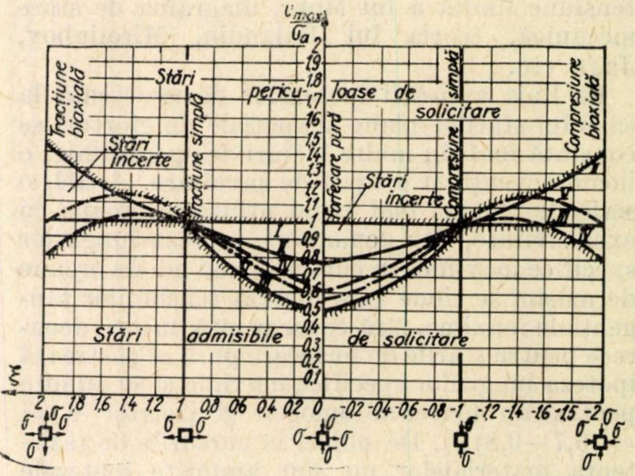


Fig. 2

Expresiile obţinute permit să se reprezinte ipotezele de rezistenţă dependent de natura stării plane, în funcţie de mărimea factorului de stare (fig. 2). Din această reprezentare se desprinde o comparaţie între ipoteze.

Tabela 2

	Ipoteza de rezistență	k	Condiția de rezistență în cazuri particulare de stare plană		
			$\sigma_y = 0$ $-1 < \xi < +1$	$\sigma = \sigma_y$; $\tau_z = 0$ $\xi = 2$	$\sigma_x = \sigma_y = 0$ $\xi = 0$
A.	Ipoteze ale eforturilor unitare și ale deformațiilor	—	$0{,}5\,(1-k)\,\sigma_x + 0{,}5\,(1+k)\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_z^2} \leqslant \sigma_a$	$\sigma_x \leqslant \dfrac{\sigma_a}{1-k}$	$\tau_z \leqslant \dfrac{\sigma_a}{1+k}$
1	Ipoteza efortului unitar normal maxim	0	$0{,}5\ \sigma_x + 0{,}5\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_z^2} \leqslant \sigma_a$	$\sigma_x \leqslant \sigma_a$	$\tau_z \leqslant \sigma_a$
2	Ipoteza lungirii specifice maxime	$\mu = 0{,}3$	$0{,}35\,\sigma_x + 0{,}65\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_z^2} \leqslant \sigma_a$	$\sigma_x \leqslant 1{,}43\ \sigma_x$	$\tau_z \leqslant 0{,}77\,\sigma_a$
3	Ipoteza efortului unitar tangențial maxim	1 $(-1 < \xi < +1)$	$\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_z^2} \leqslant \sigma_a$	—	$\tau_z \leqslant 0{,}5\,\sigma_a$
B.	Ipoteze energetice	—	$\sqrt{\sigma_x^2 + 2\,(1+k)\tau_z^2} \leqslant \sigma_a$	$\sigma_x \leqslant \dfrac{\sigma_a}{\sqrt{2\,(1-k)}}$	$\tau_z \leqslant \dfrac{\sigma_a}{\sqrt{2(1+k)}}$
4	Ipoteza energiei totale	$\mu = 0{,}3$	$\sqrt{\sigma_x^2 + 2{,}6\ \tau_z^2} \leqslant \sigma_a$	$\sigma_x \leqslant 0{,}85\,\sigma_a$	$\tau_z \leqslant 0{,}62\ \sigma_a$
5	Ipoteza energiei de variație a formei	0,5	$\sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_z^2} \leqslant \sigma_a$	$\sigma_x \leqslant \sigma_a$	$\tau_z \leqslant 0{,}58\ \sigma_a$

Punctele situate sub curbele ipotezelor de rezistență reprezintă stări de solicitare admisibile, iar cele de deasupra, stări periculoase. Între curbe se găsesc stări incerte de solicitare, admisibile după anumite ipoteze, neadmisibile după altele. Hotarul exact dintre domeniul stărilor admisibile și cel al stărilor periculoase se determină prin încercări mecanice de stare plană. Dacă această stare limită nu este precizată, atunci rezistența piesei se poate garanta pe baza unui calcul efectuat cu ipoteza de rezistență de siguranță maximă prin satisfacerea astfel a cerințelor tuturor ipotezelor. Din examinarea diagramei din figura 2 rezultă că stările plane se pot divide în cinci categorii :

— stări plane cu tracțiune biaxială preponderentă ($1{,}6 < \xi < 2$);

— stări plane cu tracțiune simplă preponderentă ($1 < \xi < 1{,}6$);

— stări plane cu tracțiune-compresiune ($-1 < \xi < 1$);

— stări plane cu compresiune simplă preponderentă ($-1{,}6 < \xi < -1$);

— stări plane cu compresiune biaxială preponderentă ($-2 < \xi < -1{,}6$).

În cazul stărilor de tracțiune sau compresiune biaxială preponderentă, ipoteza energiei totale de deformație determină dimensionarea cea mai sigură, în cazul tracțiunii sau compresiunii simple preponderente, ipoteza efortului unitar normal maxim, iar în cazul tracțiunii cu compresiune (stări cu forfecare preponderentă), ipoteza efortului unitar tangențial maxim. Ipotezele energetice se apropie de curba frîntă a ipotezelor de siguranță maximă. Folosirea ipotezelor energetice elimină necesitatea alegerii ipotezei de siguranță maximă pe domenii în funcție de mărimea factorului de stare.

În tabela 3 se indică ipoteza de siguranță maximă pentru o serie de probleme frecvente. În calculul practic se utilizează ipotezele de siguranță maximă destul de frecvent fără ca acest lucru să fie afirmat. Astfel, tabla unui cazan supus la o presiune interioară ($\xi = 1{,}5$)

Tabela 3

Problema de rezistență	ξ	Ipoteza de siguranță maximă
Forfecarea barelor	0	III
Răsucirea barelor	0	III
Răsucirea cu forfecare a barelor	0	III
Cazul general de solicitare compusă a barelor	$-1 < \xi < +1$	III
Vas sferic cu presiune interioară	2	IV
Cazan cu presiune interioară	1,5	I
Vas de revoluție cu perete subțire cu presiune interioară	$1 < \xi < 2$	I ($1 < \xi < 1{,}6$) IV ($1{,}6 < \xi < 2$)
Tub cu perete gros de lungime infinită supus la presiune interioară	$0 < \xi < 1$	III
Disc de rotație fără gaură centrală	2	IV
Placă circulară cu forță uniform repartizată — încastrată pe contur — rezemată pe contur	 1,3 2	 I IV

se calculează după prima ipoteză de rezistenţă, arborii drepţi şi cotiţi supuşi la încovoiere cu răsucire ($-1 < \xi < 1$) se dimensionează după ipoteza a treia etc. Consecvenţa în folosirea ipotezei tensiunilor tangenţiale maxime în cazul materialelor omogene şi izotrope duce la $\tau_a = 0{,}5\ \sigma_a$, ceea ce însă este prea puţin considerat în practica de calcul. Încercările experimentale confirmă pentru anumite stări de solicitare ipoteza de siguranţă maximă. Există însă stări de solicitare, cum e cea de compresiune triaxială uniformă, pentru care ipoteza de siguranţă maximă este infirmată.

Încercări mecanice de stare plană. Ipoteza cea mai corectă se stabileşte prin încercări mecanice. Încercarea constă în stabilirea momentului depăşirii limitei de proporţionalitate a unor epruvete supuse la stări plane de eforturi unitare cît mai numeroase şi variate, prin care să se obţină rezultate pentru toate domeniile stării plane ($-2 < \xi < 2$).

În cadrul consideraţiilor făcute s-au efectuat încercări de stare plană pentru jumătate din domeniul stărilor plane posibile, anume pentru cele de tracţiune-compresiune ($-1 < \xi < +1$). Încercările au fost efectuate pe un aparat de solicitare compusă (fig. 3) realizat în laboratorul de rezistenţa materialelor al Institutului Politehnic din Braşov.

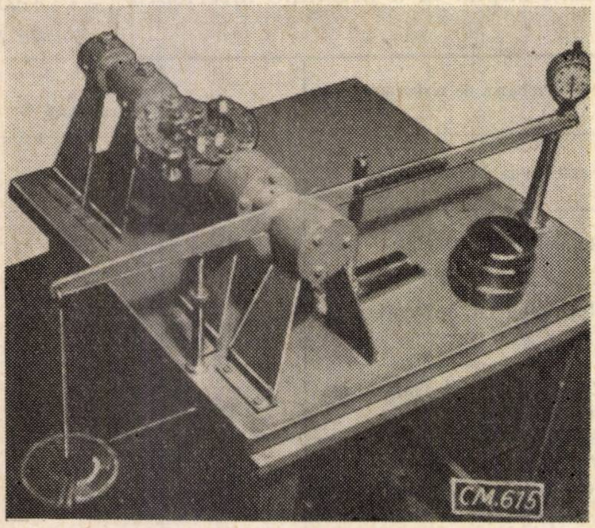


Fig. 3

În figura 4 se reprezintă schema aparatului. O epruvetă *1* de secţiune circulară cu diametrul de 6 mm se fixează între două fălci, una fixă *2* şi alta mobilă *3*. Falca mobilă, prin intermediul axului *5*, se află în legătură cu sistemul de încărcare *6* şi cu sistemul de măsurare *7*.

Solicitarea epruvetei se realizează prin încărcarea platanului *9* cu greutăţi, iar deformaţia ei se urmăreşte pe comparatorul *8*.

Prin aşezarea pe platan a unei greutăţi Q se aplică asupra epruvetei un cuplu de moment $M = aQ$, care se descompune într-un cuplu de răsucire şi unul de încovoiere :

$$M = M_r \cos \alpha + M_i \sin \alpha . \qquad (8)$$

Determinarea componentelor M_r şi M_i este o problemă static nedeterminată. Între rotaţia de răsucire θ şi rotaţia de încovoiere φ se poate scrie relaţia :

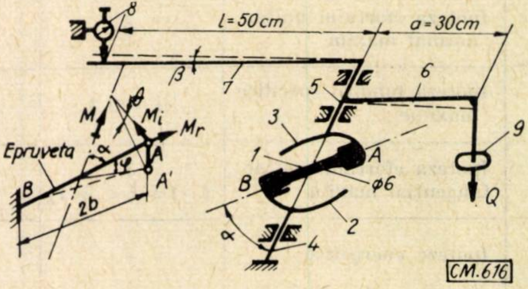


Fig. 4

$$AA' = \varphi b = \theta b \operatorname{tg} \alpha$$

sau :

$$\varphi / \theta = \operatorname{tg} \alpha .$$

Folosind relaţiile deformaţiilor pentru solicitarea de răsucire pură şi încovoiere pură :

$$\theta = \frac{2\,b\,M_r}{G\,J_p} \quad \text{şi} \quad \varphi = \frac{2b\ M_i}{E I_z},$$

se obţine :

$$\frac{M_i}{M_r} = \frac{E}{2G} \operatorname{tg} \alpha = (1 + \mu) \operatorname{tg} \alpha, \qquad (9)$$

unde $\mu \cong 0{,}3$ este coeficientul lui Poisson.

Din sistemul format de ecuaţiile (8) şi (9) rezultă componentele cuplului aplicat :

$$M_r = \frac{a\,Q \cos \alpha}{1 + \mu \sin^2 \alpha} \quad \text{şi} \quad M_i = \frac{a\,Q\,(1 + \mu) \sin \alpha}{1 + \mu\ \sin^2 \alpha}. \quad (10)$$

Dacă platanul aparatului se încarcă cu greutăţi Q din ce în ce mai mari şi se urmăreşte indicaţia comparatorului, se poate obţine legătura dintre unghiul de deformaţie β şi forţa Q aplicată epruvetei în starea de solicitare compusă. Valorile citite permit trasarea diagramelor caracteristice $\beta = f\,(Q)$ pentru diferite unghiuri şi pentru diferite materiale (fig. 5).

Pentru orice raport între momentul de răsucire şi cel de încovoiere curba caracteristică are o porţiune rectilinie pînă la limita de proporţionalitate, căreia îi corespunde o forţă critică pe platan Q_0.

Prin încercarea realizată s-a urmărit determinarea mărimii forţei critice Q_0 pentru diferite stări de solicitare compusă. Forţa determinată experimental s-a comparat cu forţa critică teoretică, calculată cu ajutorul ipotezelor de rezistenţă. Astfel din relaţiile (3) şi (5) rezultă expresia forţei critice de pe platan :

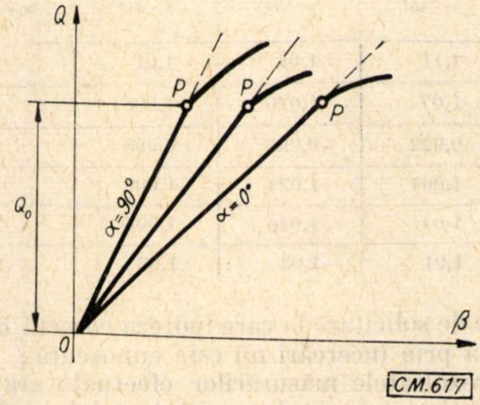


Fig. 5

— pentru primele trei ipoteze (cu $k = 0$; 0,3, respectiv 1) :

$$Q_0 = \frac{1 + \mu \sin^2\alpha}{(1-k)(1+\mu)\sin\alpha + (1+k)\sqrt{1+\mu(2+\mu)\sin^2\alpha}} \cdot \frac{\pi d^3 \sigma_p}{16\,a};$$

— pentru ipotezele energetice (cu $k = 0{,}3$, respectiv 0,5 :

$$Q_0 = \frac{1 + \mu \sin^2\alpha}{\sqrt{4(1+\mu)^2\sin^2\alpha + 2(1+k)\cos^2\alpha}} \cdot \frac{\pi \mathrm{d}^3 \sigma_p}{16\,a}.$$

Astfel se determină prin calcul forţa critică Q_0 în funcţie de efortul unitar de proporţionalitate a materialului σ_p pentru o stare liniară de eforturi unitare, stabilit pe o epruvetă supusă la tracţiune (sau eventual pe una supusă la încovoiere pură).

Încercarea s-a executat pe 12 oţeluri cu caracteristici mecanice diferite. Din fiecare oţel s-au făcut cîte două probe de tracţiune şi cîte 10 probe de solicitare compusă.

În tabela 4 se precizează raportul dintre forţa critică pentru o stare de solicitare oarecare şi cea corespunzătoare solicitării de încovoiere pură. Pentru aprecierea valabilităţii ipotezelor de rezistenţă s-a format media măsurărilor şi s-au calculat rapoartele teoretice dintre forţele Q_0 pe baza ipotezelor de rezistenţă (tabela 5).

Concluzii. Introducerea factorului de stare ξ permite o sistematizare a stărilor plane posibile de eforturi unitare şi creează posibilitatea unei comparări şi reprezentări desfăşurate ale ipotezelor de rezistenţă.

Din interpretarea rezultatelor obţinute prin încercări de stare plană pentru domeniul $-1 < \xi < +1$ se desprind următoarele concluzii :

— valorile măsurate concordă cel mai bine cu cele calculate pe baza ipotezei eforturilor unitare tangenţiale maxime, care este totodată şi ipoteza de siguranţă maximă pentru domeniul experimentat ; pentru calcul se recomandă deci relaţia :

$$\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\,\tau_z^2} \leqslant \sigma_a\,,$$

aplicabilă numai dacă $|\,\xi\,| \leqslant 1$;

Tabela 4

Oţel	$\frac{Q_{0\alpha}}{Q_{090^\circ}} = \frac{\text{Forţa critică pentru unghiul } \alpha}{\text{Forţa critică de încovoiere pură}}$						
	α = 0° răsucire	α = 15°	α = 30°	α = 45°	α = 60°	α = 75°	α = 90° încovoiere
I (OL38)	0,95	0,97	0,98	1,06	0,93	0,95	1
II (OL50)	1,07	1,08	1,08	1,05	1,1	0,98	1
III (OL60)	1,13	1,09	0,98	1,04	1,05	1,06	1
IV (OL60)	1,09	1,13	1,2	0,95	0,84	1,04	1
V (OLC25)	1,05	1,1	1,1	1	1,07	0,97	1
VI (OLC25N)	0,97	0,85	0,93	0,95	0,97	1,03	1
VII (OLC35)	1,09	0,98	1,01	0,96	0,97	1	1
VIII (OLC35N)	1,03	0,92	1	1,06	1,08	1,03	1
IX (OLC45)	0,97	0,9	0,9	0,87	0,91	0,95	1
X (OLC45N)	1,1	1,13	0,95	1,02	1,05	1	1
XI (13CN25)	1,07	1,21	1,18	1,21	1,21	1,12	1
XII (30CN35)	1,08	1,04	1,16	0,92	1,12	1,08	1

Tabela 5

Ipoteza de rezistență	$\frac{Q_{O\alpha}}{Q_{O90^0}} = \frac{\text{Forța critică pentru unghiul } \alpha}{\text{Forța critică de încovoiere pură}}$						
	$\alpha = 0°$	$\alpha = 15°$	$\alpha = 30°$	$\alpha = 45°$	$\alpha = 50°$	$\alpha = 75°$	$\alpha = 90°$
I_p. I—k=0	2	1,5	1,244	1,11	1,04	1,01	1
I_p. II—k=0,3	1,54	1,31	1,154	1,07	1,026	1,008	1
I_p. III—k=1	1	0,998	0,992	0,992	0,996	0,998	1
I_p. IV—k = 2,6	1,24	1,2	1,13	1,064	1,024	1,008	1
I_p. V—k=3	1,156	1,132	1,086	1,04	1,016	1,006	1
Media măsurărilor	1,05	1,05	1,04	1,01	1,02	1,03	1

— rezultate apropiate cu cele măsurate dă și relația ipotezei energiei de variație a formei, după care relația recomandabilă de calcul este :

$$\sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\,\tau_z^2} \leqslant \sigma_a\,;$$

— pentru starea de forfecare pură a unui material omogen și izotrop poate fi considerată corectă numai relația :

$$\tau_a = (0{,}5 \div 0{,}6)\,\sigma_a\,;$$

— ipoteza de siguranță maximă poate fi recomandată la calculul de rezistență pentru toate stările de solicitare la care ipoteza corectă determinată prin încercări nu este cunoscută ;

— rezultatele măsurărilor efectuate arată că natura și tratamentul termic al oțelului influențează în mică măsură aceste concluzii.

---

[1] *Ponomariov, S. D.* și colectiv. Calculul de rezistență în construcția de mașini, vol. I. București, Ed. tehnică, trad. din l. rusă, 1960.

[2] *Balevsky, A. T.* și colectiv. Über die zusammengesetzte Beanspruchung zylindrischer Stäbe. In : Maschinenbautechnik, nr. 4, 1955.

CZ. 621.434.047

Folosirea rațională a sistemelor automate de comandă a avansului la motoarele cu aprindere prin scînteie

CONSTANTIN IVĂNEANU

Realizarea avansului la declanșarea scînteii printr-unul din sistemele cunoscute : centrifugal, centrifugal-vacuumatic sau vacuumatic este considerată o problemă de construcție a distribuitorului de aprindere.

Unii autori atribuie [1] celor trei sisteme de realizare a avansului, domeniul motoarelor lente, respectiv mijlocii și rapide, condiționînd aplicarea unui sistem sau a altuia numai de posibilitatea obținerii unei caracteristici de avans care să se apropie de cea optimă.

În continuare se prezintă unele considerații care ar putea stabili un criteriu rațional pentru alegerea sistemului cel mai potrivit de comandă automată a avansului, care se adaugă la cele expuse [1].

Nu se insistă asupra sistemelor pur centrifugale fără aplicații în motoarele de transport ; de asemenea, nu se descriu pe larg celelalte două sisteme ale căror schemă și principiu de funcționare sînt redate în literatură [2].

Pentru ceea ce se urmărește, se amintește că pe caracteristica de plină admisiune, la sistemul centrifugal-vacuumatic, avansul la declanșarea scînteii este comandat exclusiv centrifugal, în funcție de turația motorului, iar la cel vacuumatic comanda este funcție numai de debitul de aer care trece prin carburator, respectiv de depresiunea formată de acesta în difuzorul carburatorului.

După Sofronov, depresiunea în difuzor este :

$$\Delta P_0 = P_0 - P_2 = \frac{W_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 (1 + \xi),$$

unde :

P_0 este presiunea atmosferică ;
P_2 — presiunea în difuzor ;
W_0 — viteza aerului în difuzor ;
$\xi = \Sigma\, \xi_i \frac{F_2^2}{F_0^2}$ — suma tuturor coeficienților de rezistență între intrare și difuzor.

În cazul modificării presiunii atmosferice de la P_0 la P_x, depresiunea în difuzor ia valoarea :

$$\Delta P_x = P_x - P_{2x} = \frac{W_x^2}{2g}\,\gamma_x (1 + \xi)\ ;$$

admițînd $G \cong k\gamma$, se obține :

$$\Delta P_0 - \Delta P_x - \frac{(1+\xi)}{2g} W_0^2\, \gamma_0 \left(1 - \frac{W_x^2\, \gamma_x}{W_0^2\, \gamma_0}\right) =$$

$$= \Delta P_0 \left(1 - \frac{\gamma_x^3}{\gamma_0^3}\right),$$

și :

$$\Delta P_x = \Delta P_0 \left(\frac{\gamma_x}{\gamma_0}\right)^3 .$$

Variaţia normală a presiunii atmosferice de circa 30 mm Hg provoacă modificări ale depresiunii de comandă a avansului de circa ± 7 %. În cazul trecerii autovehiculului prin regiuni cu altitudini diferite (diferenţele de presiune atmosferică ating în mod uzual la drumurile din ţara noastră 70 mm Hg), variaţia depresiunii de comandă a avansului poate atinge circa ±15 %. Acest fenomen duce la reducerea avansului, deci la pierderea puterii la înălţime şi accentuează tendinţa de detonaţie la şes sau pe litoral. În mod normal, prin umplerea redusă şi temperatura scăzută de la altitudine ridicată, motorul ar suporta un avans mărit, iar prin temperatura obişnuit ridicată de la şes ar fi de preferat un avans mai redus.

Al doilea factor care influenţează reglajul în cazul avansului comandat vacuumatic îl constituie pierderea de presiune în filtrul de aer. De obicei, camera inertă a servomecanismului de comandă a avansului nu este echilibrata cu admisiunea în carburator.

Pierderile de presiune în filtru, datorite schimbării tipului de filtru sau încărcării lui cu praf sau ulei, ating repede valori de 10—15 mm Hg şi se adună în valoare întreagă la valoarea ΔP_0 de depresiune de comandă a avansului, influenţînd prin aceasta regimul de avans prescris în sensul unei creşteri cu pînă la 6—7° de manivelă.

Aceste inconveniente sînt destul de mari pentru a putea afirma că larga răspîndire a comenzii avansului vacuumatic se datoreşte unui compromis în care constanţa reglajului a cedat în faţa simplităţii construcţiei.

În continuare se analizează pentru sistemele de comandă centrifugal şi vacuumatic limitele între care se poate asigura un reglaj de avans pentru plină admisiune. Pentru aceasta se compară rezultatele ce se pot obţine din caracteristica de comandă centrifugală C 1478 [3] sau din caracteristica de comandă vacuumatică a distribuitorului de scînteie 2D8 — Electroprecizia (fig. 1).

În cazul comenzii centrifugale, la un anumit regim, de pildă la 2 800 rot/min, avansul posibil este de 19—23° r.a.c. În cazul comenzii vacuumatice, la aceeaşi turaţie, depresiunea de comandă a avansului este de 25±2 mm Hg în condiţii normale. Prin variaţia presiunii atmosferice, aceasta oscilează în exploatare între limitele de 20—31 mm Hg şi prin ancrasarea filtrului se deplasează la limitele 30—41 mm Hg.

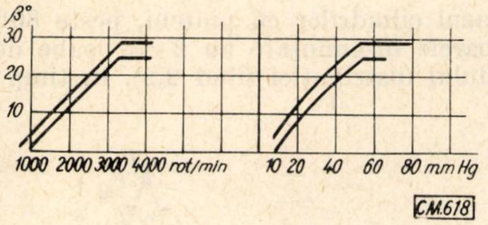


Fig. 1

Limitele practice de variaţie a depresiunii de comandă sînt deci 20—41 mm Hg, corespunzînd la limite ale avansului de 8—23° faţă de reglajul teoretic de 10—16°. Evident, în cazul de faţă reglajul teoretic este mult coborît pentru a evita pericolul apariţiei unei funcţionări cu detonaţie.

Se vede deci că sistemul de comandă centrifugal asigură o menţinere a avansului la plină admisiune în limitele a 4°, în timp ce sistemul de comandă vacuumatic lucrează în limite mult mai largi, pînă la 15° de manivelă.

Această variaţie poate fi importantă sau nu, după cum reglajul avansului la plină admisiune este făcut la limita de detonaţie sau la avansul optim. Întrucît în jurul avansului optim parametrii funcţionali ai motorului variază puţin, 10° variaţie a avansului nu prezintă importanţă. Dacă reglajul este făcut la limita de detonaţie, orice depăşire a avansului duce la regim detonant, iar scăderea lui duce la scăderea marcată a puterii motorului.

Astfel, în figura 2 este reprezentată variaţia puterii şi a consumului specific cu avansul la un motor, pentru diferite turaţii în care limita de detonaţie este plasată dincolo sau înainte de avansul optim. În timp ce la 3 000 rot/min, 15° variaţie a avansului reprezintă o variaţie a puterii de 3 % şi a consumului specific de 2 %, la 1 500 rot/min, 15° variaţie a avansului reprezintă o variaţie a puterii de 10 % şi a consumului specific de 8 %.

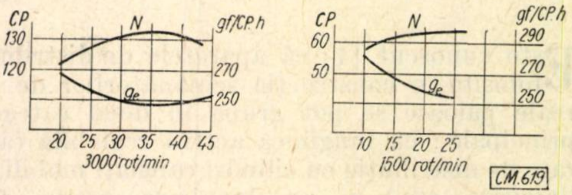


Fig. 2

Cum însă reglajul avansului după un criteriu sau altul depinde de cifra octanică a benzinei utilizate şi de arhitectura camerei de ardere, este probabil că sistemul de comandă vacuumatică a avansului este aplicabil cu succes la motoarele la care reglajul avansului se face în domeniul optim şi nu la limita de detonaţie. Prin această observaţie se întăreşte şi afirmaţia din prima lucrare citată, care atribuie comanda vacuumatică motoarelor rapide, deoarece la turaţii mari, limita de detonaţie apare de obicei împinsă dincolo de zona avansului optim.

La motoarele care au reglajul avansului dictat de limitele de detonaţie este mult mai indicată comanda centrifugală a avansului la plină admisiune. Complicaţia şi scumpirea constructivă a distribuitorului de aprindere compensează cheltuielile şi timpul pierdut eventual cu studierea, experimentarea şi perfecţionarea unui prototip de motor pînă a-i împinge limita de detonaţie dincolo de avansul optim la un raport de compresiune dat şi cu o benzină ieftină.

În încheiere se menţionează că efectele amintite se întîlnesc şi la comanda avansului centrifugal vacuumatic, însă numai pentru deschideri parţiale ale clapetei de acceleraţie. Aici însă limitele avansului optim sînt întotdeauna, cu excepţia turaţiei foarte reduse, sub limita de detonaţie, deci avansul optim se poate încadra aproape întotdeauna în limite largi, în care se pot include şi variaţiile datorite presiunii atmosferice sau sistemului de filtrare a aerului.

În ce priveşte forma caracteristicilor de avans cu depresiunea şi cu turaţia, ca şi forma curbelor de depresiune de comandă a avansului asigurate de carburator, se poate afirma că s-au dezvoltat atît de multe sisteme încît se poate satisface orice regim de funcţionare a unui motor care nu prezintă anomalii în sistemul de admisiune sau carburaţie care să se reflecte negativ asupra continuităţii curbei avansului optim.

---

[1] *Vasilescu, C. A.* şi *Ştefan I.* Studii şi cercetări de energetică. Seria B XIII, nr. 1, 1963, p. 91.

[2] *Cristea, M.* Echipament electric pentru automobile. Bucureşti, 1962.

]3] *Ducellier.* Notice 3214 B.

CZ. 631.33.022.3.001.24

Contribuţii la calculul aparatelor de distribuţie de la semănătorile de cereale

CHIRIAC VASILIU

Este cunoscut [1] că aparatele de distribuţie folosite în construcţia semănătorilor de cereale păioase se pot grupa în două categorii principale : cu lungimea activă reglabilă (aparate de distribuţie cu cilindri canelaţi mobili, cu linguriţe etc.) şi cu lungimea activă fixă (aparate de distribuţie cu cilindri cu pinteni, cu cilindri canelaţi ficşi etc.).

Dintre acestea, o largă utilizare au aparatele de distribuţie cu cilindri canelaţi şi aparatele de distribuţie cu cilindri cu pinteni.

Aparatele de distribuţie cu cilindri canelaţi se construiesc mai ales cu lungimea activă reglabilă, în scopul simplificării mecanismelor de transmisie pentru acţionarea lor. În figura 1 se prezintă cilindrul canelat al aparatului de distribuţie standardizat.

Pentru cereale păioase, lungimea activă a cilindrului canelat variază de la 24 la 35 mm, obţinîndu-se astfel posibilitatea reglării interioare a normei de însămînţare.

Calculul volumului de seminţe distribuit la o rotaţie a cilindrului, elaborat de M. Letoşnev ţine seamă de suprafaţa secţiunii canelurilor (fig. 2), de lungimea activă şi de grosimea convenţională a stratului de seminţe antrenat [2], [3].

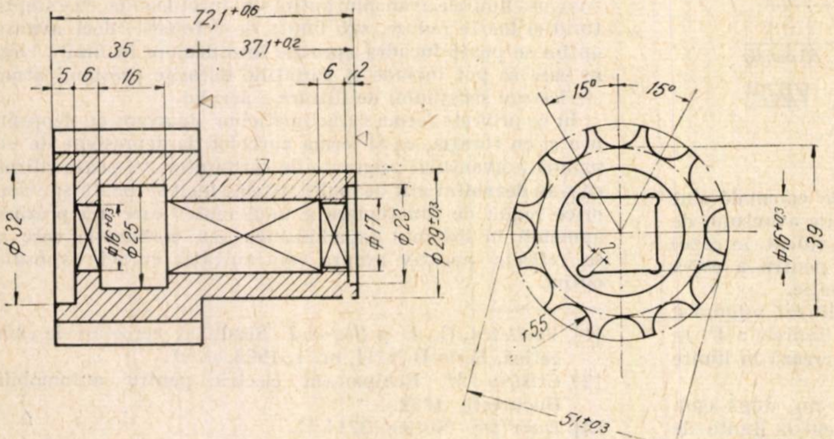


Fig. 1

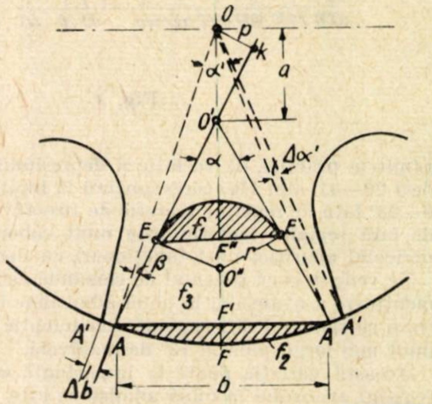


Fig. 2

Semănătorile de cereale fabricate în U.R.S.S. folosesc aparate de distribuţie cu cilindri canelaţi drept, dimensiunile cilindrilor fiind standardizate (GOST 1714-53) : $D = 51$ mm, $a = 8$ mm, $\alpha = 37°$, $r = 5{,}5$ mm. Numărul de caneluri este de 12 sau 10.

Uniformitatea distribuţiei şi deci a însămînţării cu aceste distribuitoare nu este satisfăcătoare, fiind mai mică decît cea obţinută cu alte tipuri de aparate de distribuţie.

Din analiza cercetărilor făcute de M. Letoşnev reiese că cei mai corespunzători indici ai uniformităţii distribuţiei sînt obţinuţi de cilindrii cu pinteni. Într-adevăr, comparînd indicii diferitelor tipuri de cilindri (tabela 1), se constată că, în cazul cilindrilor cu pinteni, peste 80% din sectoarele însămînţate au 2—3 boabe de grîu (modulul distribuţiei fiind 2,2), în timp ce în cazul cilindrilor canelaţi drept, mai puţin de 30% din sectoare au acelaşi număr de boabe.

Tabela 1

Indicii	Cilindri		
	canelaţi drept	cu caneluri decalate	cu pinteni
Număr mediu de boabe pe sector	3	2,4	2,2
Sectoare fără boabe, %	28,5	11	11
Sectoare cu 2 şi 3 boabe, %	29,5	62,5	84
Sectoare cu 1 sau 4 boabe, %	42	26,5	5

Distribuţia aparatelor cu cilindri canelaţi apare ca o distribuţie în raţii.

Uniformitatea distribuţiei mai poate fi apreciată şi prin analiza raportului dintre volumul canelurilor (spațiul destinat umplerii cu boabe) şi volumul coroanei de acţionare a cilindrului, denumit de autor indice de capacitate.

Volumul coroanei de acţionare (fig. 1) este dat de relaţia :

$$V_c = \pi (R^2 - r_1^2) \cdot l, \tag{1}$$

în care :

R este raza exterioară a cilindrului canelat (la cilindrul standard $R = 25{,}5$ mm);

r_1 — raza la fundul canelurii ($r_1 = 19{,}5$ mm);

l — lungimea activă a canelurii.

Volumul canelurilor (fig. 2) este dat de relaţia :

$$V_s = (f_1 + f_2 + f_3) \cdot n \cdot l, \tag{2}$$

în care f_1, f_2 şi f_3 sînt suprafeţele indicate în figura 2 şi n — numărul de caneluri.

Mărimea suprafeţelor [2], [3] se află cu următoarele relaţii :

$$f_1 = \frac{r^2}{2} [\pi - \alpha - \sin(\pi - \alpha)];$$

$$f_2 = \frac{R^2}{2} (\alpha' - \sin \alpha');$$

$$f_3 = \frac{b^2 - 4 r^2 \cdot \cos^2 \dfrac{\alpha}{2}}{4 \operatorname{tg} \dfrac{\alpha}{2}},$$

în care notaţiile sînt cele din figura 2, iar b şi α' sînt date de relaţiile :

$$b = D \cdot \sin \frac{\alpha'}{2}; \quad \alpha' = \alpha - 2 \arcsin \left(2 \frac{a}{D} \sin \frac{\alpha}{2} \right) \cdot$$

Raportul dintre cele două volume sau indicele de capacitate va fi :

$$\varepsilon = \frac{(f_1 + f_2 + f_3)\, n}{\pi (R^2 - r_1^2)}, \tag{3}$$

care, în cazul cilindrului standardizat, are valoarea :

$$\varepsilon = \frac{570 \text{ mm}^2}{850 \text{ mm}^2} = 0{,}67.$$

Ţinînd seamă de o serie de consideraţii [4], acest raport variază de la 0,60 pînă la 0,70 pentru cilindrii canelaţi.

Cu cît acest raport prezintă o valoare mai mare, cu atît se îmbunătăţeşte uniformitatea distribuţiei.

Aparatul de distribuţie poate avea carcasa turnată din fontă sau ştanţată din tablă, iar cilindrul, din fontă sau din material plastic (nylon).

Aparate de distribuţie cu cilindri canelaţi drept, cu lungimea activă reglabilă, s-au folosit şi în cadrul construcţiei semănătorilor româneşti IAR—511 şi SC—30, tipuri constructive abandonate.

În ţările din apusul Europei (Franţa, Italia etc.) se folosesc aparate de distribuţie cu cilindri canelaţi, cu lungimea activă reglabilă, canelurile fiind însă dispuse în spirală.

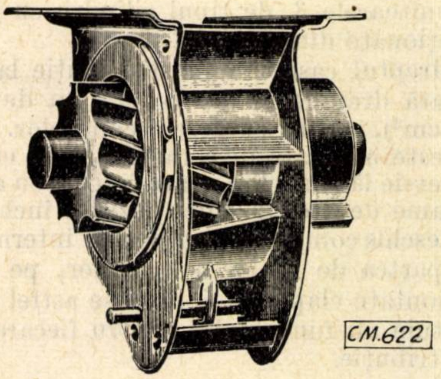


Fig. 3

Aparatul de distribuţie al unei construcţii franceze (fig. 3) este realizat din tablă ambutisată şi, datorită canelurilor elicoidale, se obţine o continuitate şi o constanţă de semănat perfectă, fără a se vătăma tegumentul seminţelor. Reglarea normei de semănat se realizează prin deplasarea axială a cilindrului în aparatul de distribuţie.

Un cilindru de distribuţie de construcţie italiană prezintă 10 caneluri elicoidale (fig. 4), înclinate la 30°, iar muchiile sînt racordate, pentru a elimina complet efectele dăunătoare.

Cilindrul distribuitor este construit din aliaj de semifuziune cu zinc. Partea interioară este realizată din bronz, reducîndu-se astfel coeficientul de frecare la rotirea pe un suport de oţel.

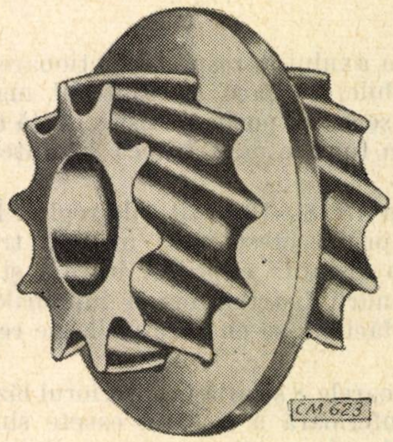


Fig. 4

În mai multe ţări se fabrică semănători cu aparate de distribuţie cu cilindri cu pinteni, la care uniformitatea semănatului este mai ridicată.

De exemplu, semănătoarea SU-29, de fabricație românească, are o astfel de distribuție (fig. 5).

La partea inferioară a lăzii de semințe, spre spate, sînt dispuse 29 casete de distribuție *1*, așezate la 125 mm distanță una de alta.

Pe arborele distribuitoarelor *2* sînt montate distribuitoarele *3*, de tipul cilindru cu pinteni, confecționate din material plastic.

În dreptul casetelor de distribuție lada este decupată dreptunghiular (suprafața de trecere de 25 cm^2), pentru curgerea semințelor. Fiecare fantă este obturată de ecranul *4*, care culisează pe peretele lăzii și care poate fi fixat cu ajutorul unei lame de oțel în cinci poziții : închis complet, deschis complet și trei poziții intermediare.

La partea de mijloc a casetelor, pe axul *9*, sînt montate clapetele *5*, dispuse astfel încît să constituie un fund mobil pentru fiecare casetă de distribuție.

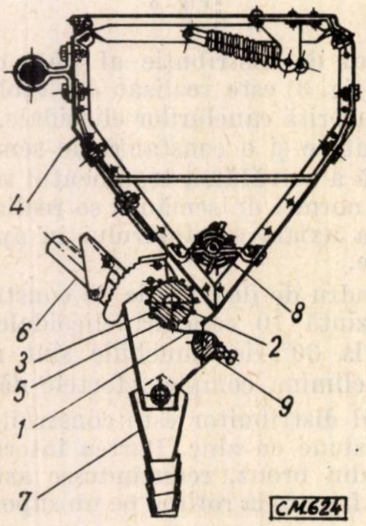


Fig. 5

Rotirea axului *9*, respectiv acționarea fundurilor mobile, se face cu ajutorul manetei *6*, reglîndu-se astfel poziția acestora față de distribuitor, în funcție de mărimea semințelor ce se seamănă.

Maneta are 8—10 poziții de reglaj. În prima poziție (prima crestătură) manetă trebuie să asigure o distanță cuprinsă între 1 și 1,5 mm între cilindrii distribuitori și fundurile mobile, reglarea făcîndu-se cu șuruburile de reglaj prevăzute.

Agitatoarele *8* se află în interiorul lăzii, iar de partea inferioară a fiecărei casete sînt prinse conductele *7*, pentru transportul semințelor către brăzdare.

Cilindrul cu pinteni (distribuitorul) prezintă două rînduri a cîte 12 pinteni pe periferie (fig. 6), așezați astfel încît proeminențele de pe un rînd să fie la nivelul golului respectiv de pe celălalt rînd (în șah).

Între aceste proeminențe se află un cordon de secțiune triunghiulară, avînd părțile laterale înclinate spre pinteni și care conduce uniform semințele spre golurile dintre pinteni.

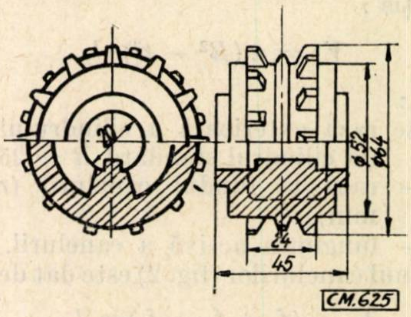


Fig. 6

Acest cordon, împreună cu pintenii, formează o celulă independentă, din care semințele sînt împinse, peste fundul mobil, în conducta de distribuție.

Lățimea de acționare a cilindrului este mai mare decît distanța dintre laturile extreme ale pintenilor, formînd un strat lateral activ, datorită frecării dintre cilindru și semințele antrenate.

Montarea cilindrului pe arborele de distribuție se face printr-o pană comună cu corpul cilindrului.

Reglarea debitului acestui tip de aparat de distribuție, pentru aceeași cultură, se face prin variația turației arborelui distribuitoarelor, iar pentru trecerea la alte culturi, se reglează fundul mobil *5* în raport cu dimensiunea boabelor și ecranul *4* de pe lada de semințe.

Semănătorile prevăzute cu astfel de aparate de distribuție au cutii de viteze pentru transmiterea mișcării la distribuitoare [1].

Pentru calculul volumului de semințe distribuit la o rotație a distribuitorului trebuie să se țină seamă de semințele antrenate de pinteni și de celula formată între cordon și laturile interioare ale pintenilor, de volumul de semințe antrenate între fundul mobil și limita exterioară

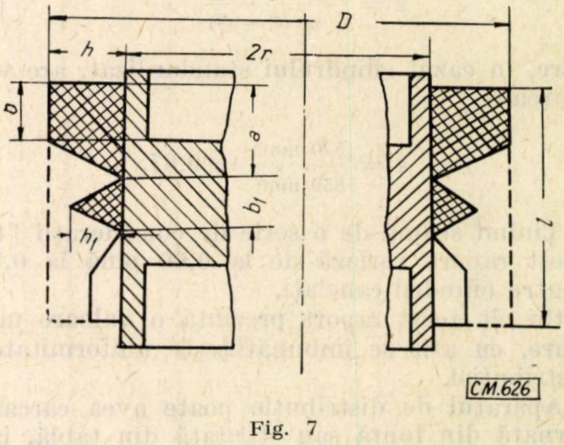


Fig. 7

a cilindrului, cum şi de volumul de seminţe antrenate de laturile extreme ale pintenilor, datorită frecării dintre aceştia şi seminţe.

Folosind relaţia lui Guldin (Pappus), volumul coroanei de acţionare (fig. 7) prezintă următoarea expresie:

$$V_c = 2\pi\left(r + \frac{h}{2}\right)h \cdot l = 2\pi\, r.h.l + \pi h^2 \cdot l, \quad (4)$$

în care:

h este înălţimea pintenului, $h = \frac{D - 2r}{2}$;

$2r$ — diametrul cercului la baza pintenilor;

l — distanţa dintre laturile extreme ale pintenilor.

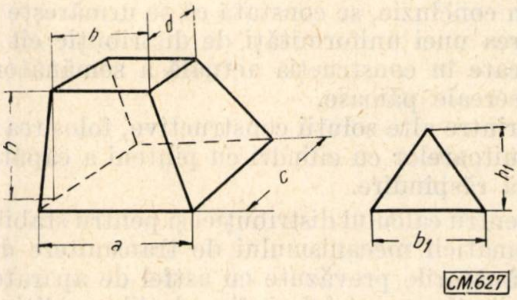


Fig. 7

Pentru calcularea volumului pintenilor se consideră că volumul unui pinten (fig. 8) este, practic, egal cu volumul unui obelisc:

$$V_{0l} = \frac{1}{6}\, h\,[a \cdot c + (a + b)(c + d) + b \cdot d],$$

volumul pintenilor de pe cele două rînduri devenind:

$$V_p = \frac{1}{3} h\,[a.c + (a + b)(c + d) + b \cdot d]\, n; \quad (5)$$

în care n este numărul de pinteni de pe un rînd, iar a, b, c şi d — dimensiunile bazei şi vîrfului pintenului.

Volumul cordonului de secţiune triunghiulară (fig. 7), este dat de relaţia:

$$V_t = 2\pi\left(r + \frac{h_1}{3}\right)\frac{b_1 \cdot h_1}{2} = \pi\left(r + \frac{h_1}{3}\right) b_1 \cdot h_1. \quad (6)$$

Raportul dintre volumul spaţiului destinat umplerii cu boabe — similar cu volumul canelurilor — şi volumul coroanei de acţionare a cilindrului este:

$$\varepsilon = \frac{V_c - (V_p + V_t)}{V_c} = 1 - \frac{V_p + V_t}{V_c}, \quad (7)$$

pentru calcul folosindu-se, respectiv, relaţiile (4) (5) şi (6).

Cilindrul distribuitor folosit la semănătoarea românească SU-29 are următoarele dimensiuni:

$D = 64$ mm; $2r = 52$ mm; $h = 6$ mm; $l = 24$ mm; $a = 8$ mm; $b = 5$ mm; $c = 6$ mm; $d = 3$ mm; $h_1 = 4$ mm; $b_1 = 5$ mm; $n = 12$.

Indicele de capacitate respectiv are valoarea:

$$\varepsilon = \frac{26\,400 - (4\,320 + 1\,700)}{26\,400} = 0{,}77.$$

Ţinînd seamă de consideraţiile prezentate în literatura tehnică de specialitate, în legătură cu construcţia cilindrilor cu pinteni, acest raport variază de la 0,70 pînă la 0,80 [4].

Valoarea indicelui confirmă că distribuţia acestor aparate este mai uniformă decît cea realizată de distribuitorul cu caneluri drepte.

Pentru simplificarea calculului distribuitoarelor cu cilindri, fie canelaţi, fie cu pinteni, volumul spaţiului destinat umplerii cu boabe se poate afla cu relaţia:

$$V_u = \varepsilon\, V_c = \frac{\pi}{4}\,(D^2 - d^2)\, l \cdot \varepsilon, \quad (8)$$

în care:

D este diametrul exterior al canelurilor sau pintenilor;

d — diametrul interior al canelurilor sau al bazei pintenilor;

l — lungimea geometrică a generatoarei cilindrului;

ε — indicele de capacitate.

În funcţie de mărimea seminţelor, fundul mobil al casetei de distribuţie se depărtează de distribuitor, lăsînd un spaţiu de trecere.

Tabela 2

Cereale	Grosimea maximă, mm	Poziţia manetei	Spaţiul de trecere *s*, mm	Creşterea lăţimii de acţionare λ, mm
Grîu	2,7—2,9	2	3,0—4,0	2,0—3,0
Orz	2,4—3,2	3	5,0—6,0	2,5—3,5
Ovăz	2,2—2,6	2	3,0—4,0	4,5—6,0
Orez	2,1—2,4	2	3,0—4,0	1,5—2,0

Grosimea maximă a seminţelor de cereale păioase este arătată în tabela 2 şi, în funcţie de aceste mărimi, maneta de reglaj se fixează în diferite poziţii, asigurîndu-se astfel spaţiul respectiv de trecere.

În consecinţă, va mai fi antrenat către conducta de distribuţie a seminţelor un volum de seminţe care, la o rotaţie a distribuitorului, va fi egal cu:

$$V_a = \pi\,(D + s)\, s \cdot l, \quad (9)$$

în care s este mărimea spaţiului de trecere.

Datorită frecărilor laterale, lăţimea de acţionare a cilindrului distribuitor creşte cu o cantitate λ, care depinde de coeficientul de frecare dintre cilindru şi seminţe şi de cel de frecare interioară a seminţelor.

Din analiza datelor experimentale obţinute la semănătoarea SU-29, λ are valorile indicate în tabela 2.

Volumul teoretic al seminţelor debitate la o rotaţie a distribuitorului va fi dat deci de relaţia :

$$V_T = V_u + V_a = \pi \left[\frac{D^2 - d^2}{4} \varepsilon + (D + s) s \right] \cdot (1 + \lambda). \qquad (10)$$

Această relaţie ar fi valabilă dacă întreg spaţiul s-ar umple complet cu seminţe, condiţie irealizabilă datorită modului de lucru al distribuitoarelor.

Pentru aceasta, volumul real distribuit la o rotaţie a distribuitorului se determină utilizînd un coeficient de umplere η care afectează volumul teoretic, rezultînd relaţia :

$$V_0 = \pi \left[\frac{D^2 - d^2}{4} \varepsilon + (D + s) \cdot s \right] \cdot (1 + \lambda) \cdot \eta. \qquad (11)$$

În literatura tehnică respectivă [4] se arată că la distribuitoarele cilindrice cu pinteni, acest coeficient variază de la 0,4 la 0,8, variaţie pe care o apreciem ca prea largă.

Din experimentările care au stat la baza stabilirii reglajelor debitului semănătorii SU-29 a rezultat că mărimea coeficientului de umplere variază în funcţie de felul seminţelor şi — în mai mică măsură — de turaţia distribuitorului (atunci cînd aceasta variază între anumite limite).

Tabela 3

Felul mişcării şi poziţia pinioanelor în cutia de viteze	Raportul de transmitere, i	Turaţia distribuitorului n_d, rot/min	Grîu			Orz			Ovăz		
			N	V_0	η	N	V_0	η	N	V_0	η
I—A_1	0,178	4,5	68,0	24,0	0,62	75,3	35,0	0,67	42,5	26,0	0,51
I—A_5	0,220	5,5	97,5	27,8	0,72	94,0	35,2	0,67	68,0	33,0	0,65
I—B_1	0,298	7,5	127,0	26,8	0,70	125,0	34,8	0,67	93,0	33,4	0,65
I—B_5	0,368	9,5	158,3	27,2	0,71	156,0	35,0	0,67	114,0	33,0	0,65
I—C_1	0,500	12,5	213,0	26,8	0,70	208,0	34,4	0,66	153,0	32,8	0,64
I—C_8	0,750	18,0	324,0	27,2	0,71	309,0	35,6	0,68	227,0	32,2	0,63
R—B_5	1,470	36,0	654,0	28,0	0,73	593,0	33,4	0,64	444,0	32,2	0,63
R—C_8	3,000	73,0	1340,0	28,2	0,73	1178,0	32,4	0,62	874,0	31,0	0,61

Folosindu-se indicatorul pentru reglarea debitului semănătorii universale SU-29 [5] şi ţinînd seamă de relaţia :

$$V_0 = \frac{\pi a \cdot N \cdot D_s}{10^3 \cdot i \cdot \gamma},$$

în care :

a este distanţa dintre rînduri, cm ;
N — norma de însămînţare, kgf/ha ;
D_s — diametrul roţii semănătorii, m ;
i — raportul de transmitere de la roată la distribuitoare ;
γ — greutatea volumică a boabelor, kgf/dm^3,

s-au determinat mărimile reale ale volumului de boabe distribuite la o rotaţie a distribuitorului, pentru un număr de rapoarte de transmitere (tabela 3).

Considerînd că se lucrează cu o viteză de semănat de 5,5—6 km/h, s-a determinat şi turaţia distribuitorului.

Din tabela 3 se constată că mărimea coeficientului de umplere η prezintă următoarele valori în funcţie de turaţia distribuitorului : 0,62—0,73, pentru grîu ; 0,62 — 0,68, pentru orz şi 0,51—0,65 pentru ovăz.

În concluzie, se constată că se urmăreşte realizarea unei uniformităţi de distribuţie cît mai ridicate în construcţia actuală a semănătorilor de cereale păioase.

Printre alte soluţii constructive, folosirea distribuitoarelor cu cilindri cu pinteni a căpătat o largă răspîndire.

Pentru calculul distribuţiei şi pentru stabilirea cinematicii mecanismului de transmitere de la semănătorile prevăzute cu astfel de aparate de distribuţie se pot folosi, fie relaţiile analitice de mai sus, fie relaţia generală (11) şi indicii menţionaţi în cuprinsul articolului.

Cu ajutorul mărimii volumului distribuit la o rotaţie a cilindrului de distribuţie şi folosind principiile de calcul cunoscute [1], se poate găsi cea mai raţională formă constructivă a cutiilor de viteze de la semănătorile de cereale păioase cu reglare exterioară a normei de însămînţare.

[1] *Vasiliu, Ch.* Calculul cinematic al transmisiei la semănătorile de cereale păioase, folosind progresiile geometrice. În : Construcţia de Maşini, nr. 4, 1963. [2] *Letoşnev, M.* Maşini agricole. Bucureşti, Ed. agrosilvică, 1959. [3] *Turbin, B.* ş. a. Selskohoziaistvennîe Maşinî. Moscova, Maşghiz, 1963. [4] *Schilling, E.* Landmaschinen, B-3. Köln, Luthe-Druck, 1958. [5]*** Notiţa tehnică a semănătorii SU-29.

CZ 621.983.321-83

Determinarea puterii de antrenare pentru presele mecanice de decupare

IOAN SANDU

Potrivit concluziilor teoretice privind unele aspecte ale dinamicii preselor mecanice, în timpul procesului de decupare au fost stabilite curbele de variație a momentului rezistent la arborele principal, cum și metoda de calcul al momentului rezistent maxim, prezentate într-o lucrare anterioară [3].

În lucrarea de față se expune o metodă de calcul pentru dimensionarea rațională a puterii motorului electric de acționare a acestor utilaje, avînd la bază elementele amintite.

Pentru început, dacă se consideră nul momentul rezistent la mers în gol, în baza concluziilor anterioare cu privire la caracterul variației momentului rezistent în timpul decupării ($\Delta \leqslant s \leqslant s_h$), se poate prezenta grafic (fig. 1) alura generală a curbei $M_r = f(s)$.

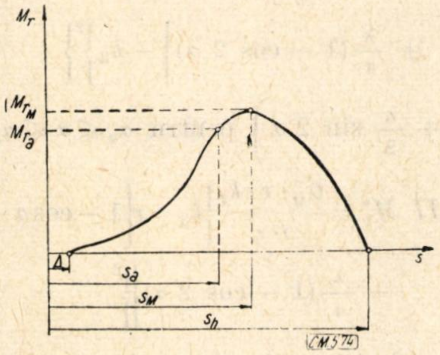


Fig. 1

Deoarece momentul omis în realitate nu este nul, această reprezentare grafică se va modifica puțin. Înainte însă de a arăta acest lucru este absolut necesar să se prezinte ecuația mișcării.

Funcționarea unui motor care antrenează o mașină de lucru, de exemplu presa mecanică, este caracterizată întotdeauna de următoarea ecuație:

$$M_m = M_r^* + M_j^*, \tag{1}$$

în care:

M_m este momentul motor la arborele electromotorului;

M_r^* — momentul rezistent redus la arborele electromotorului;

M_j^* — momentul forțelor tangențiale de inerție, redus la arborele electromotorului.

În cazul de față, aceste momente sînt:

$$\left.\begin{aligned} M_r^* &= M_{r_1}^* + M_{r_2}^* + M_{r_3}^* \\ M_j^* &= M_{j_1}^* + M_{j_2}^* \end{aligned}\right\}, \tag{2}$$

în care:

$M_{r_1}^*$ este momentul rezistent necesar decupării piesei;

$M_{r_2}^*$ — momentul rezistent necesar ridicării și coborîrii patinei;

$M_{r_3}^*$ — momentul rezistent datorit frecărilor;

$M_{j_1}^*$ — momentul de inerție datorit variației turației motorului electric, adică momentul de inerție a maselor în rotație;

$M_{j_2}^*$ — momentul de inerție determinat de variația momentului de girație datorită maselor acționate de mecanismul bielă-manivelă.

Dintre aceste momente, reduse toate la arborele motorului electric, $M_{r_1}^*$ este cauza funcționării cu șocuri, iar $M_{j_1}^*$ are o valoare mare, presa fiind prevăzută cu volant.

Considerîndu-se că volantul este cuplat cu arborele principal al presei, se poate vorbi de un singur moment la mers în gol, adică:

$$M_0^* = M_{r_2}^* + M_{r_3}^*, \tag{3}$$

în care M_0^* este momentul rezistent la mers în gol, redus la arborele motorului electric, foarte mic; acest moment este considerat constant.

$M_{j_2}^*$, fiind și mai mic decît M_0^*, va fi neglijat în calculele următoare.

Pentru a se lucra mai simplu, în relațiile (2) se vor introduce notațiile:

$$\left.\begin{aligned} M_r^* &= M_{r_1}^* \\ M_0^* &= M_{r_2}^* + M_{r_3}^* \\ M_j^* &\cong M_{j_1}^* \, (M_{j_2} \cong 0) \end{aligned}\right\}. \tag{4}$$

Cu aceste notații, ecuația bilanțului de momente devine:

$$M_m = M_r^* + M_0^* + M_j^*. \tag{5}$$

În ecuația (5) se precizează că M_j^* este de semn contrar momentelor rezistente, reprezentînd un moment activ în timpul decupării.

Dacă $M_r^* + M_0^*$ reprezintă momentul rezistent total, redus la arborele motorului, atunci se va nota cu $M_r + M_0$ momentul rezistent total la arborele principal.

Prin introducerea momentului M_0 se poate reprezenta curba $M_r + M_0 = f(s)$ pentru un ciclu al mișcării (fig. 2), observîndu-se că este puțin diferită, așa cum s-a anticipat, de cea din fig. 1.

Se ştie că între arborele principal al presei şi arborele motorului există o transmisie (curele, roţi dinţate) avînd raportul de transmitere i şi randamentul η. Se poate scrie deci :

$$M_r^* = \frac{M_r}{i \cdot \eta} \text{ şi } M_0^* = \frac{M_0}{i \cdot \eta}. \tag{6}$$

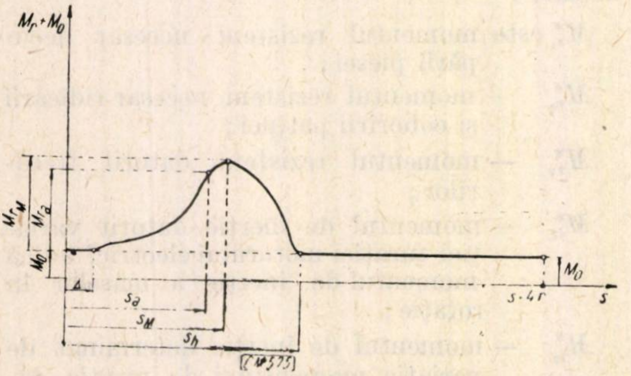


Fig. 2

Folosindu-se relaţiile (6) şi expresiile anterioare ale momentului rezistent în timpul decupării [3], se va scrie în continuare :

$$\left.\begin{aligned}
&M_0^* = \frac{M_0}{i \cdot \eta} \text{ pentru } 0 \leqslant s \leqslant \Delta\\
&M_r^* = \frac{Q_M \cdot r\, k_2}{i \cdot \eta}(k_4 - s)^2\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\alpha\right)\\
&\qquad \text{pentru } \Delta \leqslant s \leqslant s_a\\
&M_r^* = \frac{Q_M \cdot r}{i \cdot \eta}\left[1 - k_1 (s - k_3)^2\right] \cdot\\
&\qquad \cdot\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\,\alpha\right)\\
&\qquad \text{pentru } s_a \leqslant s \leqslant s_h\\
&M_0^* = \frac{M_0}{i \cdot \eta} \cdot \text{pentru } s_h \leqslant s \leqslant 4r
\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

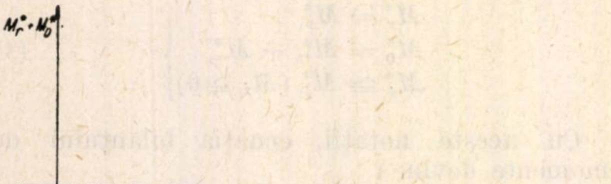


Fig. 3

Ca urmare se poate reprezenta (fig. 3) curba $M_r^* + M_0^* = f(s)$.

Se poate constata uşor că :

$$M_{r_M}^* = \frac{M_{r_M}}{i \cdot \eta} \text{ şi } M_{r_a}^* = \frac{M_{r_a}}{i \cdot \eta}. \tag{8}$$

Dacă în relaţiile (7) se înlocuieşte s cu relaţia stabilită în [3], se obţin ecuaţiile curbelor $M_r^* + M_0^* = f_1(\alpha)$ care, reprezentate grafic (fig. 4), vor avea o alură identică cu cea din figura 3.

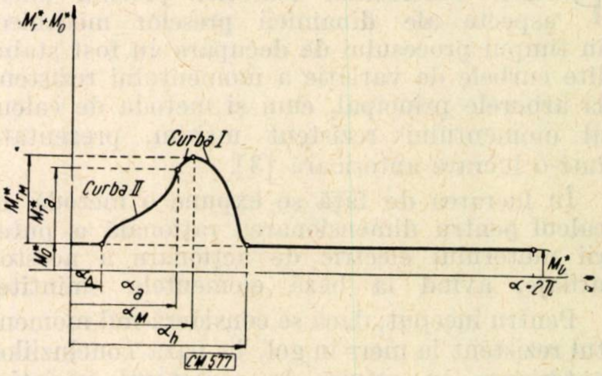


Fig. 4

$$\left.\begin{aligned}
&\text{Curba } I\ M_r^* = \frac{Q_M \cdot r}{i \cdot \eta}\left\{1 - k_1\left\{ r\left[1 - \cos \alpha + \right.\right.\right.\\
&\qquad \left.\left.\left. + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\,\alpha)\right] - k_3\right\}^2\right\}\\
&\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\,\alpha\right) \text{ pentru } \alpha_a \leqslant \alpha \leqslant \alpha_{h2}\\
&\text{curba } II\ M_r^* = \frac{Q_M \cdot r \cdot k_2}{i \cdot \eta}\left\{k_4 - r\left[1 - \cos \alpha + \right.\right.\\
&\qquad \left.\left. + \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\,\alpha)\right]\right\}^2\\
&\left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\,\alpha\right) \text{ pentru } \alpha_\Delta \leqslant \alpha \leqslant \alpha_a
\end{aligned}\right\}. \tag{9}$$

Prin urmare, momentul rezistent la decupare M_r^* variază după curbele I şi II, pe intervalul de lucru :

$$\alpha_h - \alpha_\Delta = \alpha_l\,, \tag{10}$$

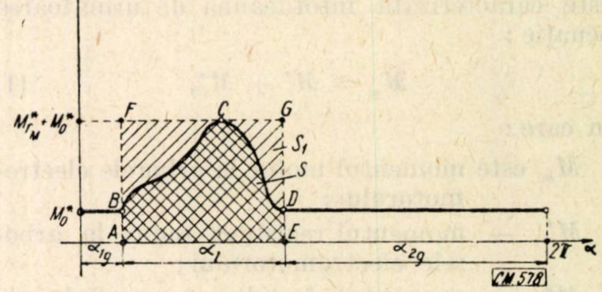


Fig. 5

în restul zonei de variaţie a unghiului α apărînd cursa de gol :

$$\alpha_{1_g} = \alpha_\Delta\,; \quad \alpha_{2_g} = 2\,\pi - \alpha_h\,. \tag{11}$$

Aceste notaţii se folosesc mai departe în figura 5 necesară calculelor ce vor urma.

În continuare se utilizează un artificiu admis, scriindu-se că efectul momentului rezistent variabil pe porţiunea α_l poate fi egal cu efectul constant al momentului rezistent maxim $M^*_{r_M}$, dar pe porţiunea $\alpha_l' < \alpha_l'$. În această situaţie, pe porţiunea rămasă $2\pi - \alpha_l$ va acţiona momentul M_0^*, aşa cum se vede în figura 6.

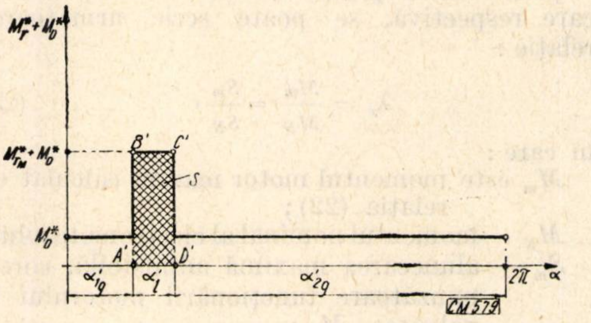


Fig. 6

Se pot scrie deci egalităţile :

$S_{ABCDE} = S_{A'B'C'D'} = S$, adică :

$$S = \int_{\alpha_{1g}}^{\alpha_h} (M_r^* + M_0^*)\,\mathrm{d}\,\alpha = (M^*_{r_M} + M_0^*)\,\alpha_l', \quad (12)$$

de unde :

$$\alpha_l' = \frac{S}{M^*_{r_M} + M_0^*}. \quad (13)$$

Pe de altă parte se observă că :

$$S_1 = S_{AFGE} = (M^*_{r_M} + M_0^*)\,\alpha_l, \quad (14)$$

de unde :

$$M^*_{r_M} + M_0^* = \frac{S_1}{\alpha_l}. \quad (15)$$

Se înlocuieşte (15) în (13) şi se obţine :

$$\alpha_l' = \frac{S}{S_1}\,\alpha_l \quad (16)$$

sau :

$$\alpha_l' = \varkappa \cdot \alpha_l, \quad (17)$$

în care :

$\varkappa = \dfrac{S}{S_1}$ se denumeşte coeficient de umplere.

Coeficientul de umplere mai poate fi scris ţinînd seamă de (12) şi (14) :

$$\varkappa = \frac{\int_{\alpha_{1g}}^{\alpha_h} (M_r^* + M_0^*)\,\mathrm{d}\,\alpha}{(M^*_{r_M} + M_0^*)\,\alpha_l}. \quad (18)$$

Pentru calculul acestui coeficient se folosesc expresiile analitice ale momentului M_r^* scrise sub forma (9), cu ajutorul cărora se va calcula integrala din relaţia (18).

Astfel :

$$\begin{aligned} I = {} & \frac{Q_M \cdot r\,k_2}{i \cdot \eta}\int_{\alpha_{1g}}^{\alpha_a} \Big[(r - k_4) + r\Big(\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha - \\ & - \cos\alpha\Big)\Big]^2 \Big(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\,\alpha\Big)\,\mathrm{d}\,\alpha + \\ & + \frac{Q_M \cdot r}{i \cdot \eta}\int_{\alpha_a}^{\alpha_h}\Big\{1 - k_1\Big[(r - k_3) + r\Big(\frac{\lambda}{2}\sin^2\alpha - \\ & - \cos\alpha\Big)\Big]^2\Big\}\Big(\sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\sin 2\,\alpha\Big)\,\mathrm{d}\,\alpha + \int_{\alpha_{1g}}^{\alpha_h} M_0^*\,\mathrm{d}\,\alpha. \end{aligned}$$

Dacă se efectuează toate operaţiile algebrice, neglijîndu-se termenii în λ^2 şi λ^3 şi apoi se integrează, se obţine următoarea expresie pentru coeficientul de umplere :

$$\begin{aligned} \varkappa = {} & \frac{\frac{Q_M \cdot r}{i \cdot \eta}\,[k_2\,(x_1 X_1 + x_2\,X_2 + x_3\,X_3 + x_4\,X_4) - k_1\,(y_1\,Y_1 +}{(M^*_{r_M} + M_0^*) \cdot \alpha_l} \\ & \frac{+\, y_2\,Y_2 + y_3\,Y_3 + y_4\,Y_4)] + M_0^* \cdot \alpha_l}{(M^*_{r_M} + M_0^*) \cdot \alpha_l}. \end{aligned}$$

unde :

$$x_1 = \frac{\lambda\,r^2}{16};$$

$$X_1 = \cos 4\,\alpha_{1g} - \cos 4\,\alpha_a;$$

$$x_2 = \frac{(r - k_4)}{4}\,[\lambda\,(r - k_4) - 2\,r];$$

$$X_2 = \cos 2\,\alpha_{1g} - \cos 2\,\alpha_a;$$

$$x_3 = (r - k_4)(r - k_4 + \lambda\,r);$$

$$X_3 = \cos\alpha_{1g} - \cos\alpha_a;$$

$$x_4 = \frac{r^2}{3} - \lambda\,r^2 + \lambda\,r\,k_4;$$

$$X_4 = \cos^3\alpha_{1g} - \cos^3\alpha_a;$$

$$y_1 = \frac{\lambda r^2}{16};$$

$$Y_1 = \cos 4\,\alpha_a - \cos 4\,\alpha_h;$$

$$y_2 = \frac{(r - k_3)}{4}\,[\lambda\,(r - k_3) - 2\,r] - \frac{\lambda}{4\,k_1};$$

$$Y_2 = \cos 2\,\alpha_a - \cos 2\,\alpha_h;$$

$$y_3 = (r - k_3)(r - k_3 + \lambda\,r) - \frac{1}{k_1};$$

$$Y_3 = \cos\alpha_a - \cos\alpha_h;$$

$$y_4 = \frac{r^2}{3} - \lambda\,r^2 + \lambda\,r\,k_3;$$

$$Y_4 = \cos^3\alpha_a - \cos^3\alpha_h.$$

Conform figurii 6, dacă $M^*_{r_M} + M^*_0$ acționează constant pe porțiunea α'_l, atunci M^*_0 va acționa constant pe porțiunea α'_g unde :

$$\alpha'_g = \alpha'_{1_g} + \alpha'_{2_g} = 2\pi - \alpha'_l. \qquad (20)$$

In baza relației (20) se va modifica sensibil figura 6, însumîndu-se cele două porțiuni α'_{1_g} și α'_{2_g}, astfel ca M^*_0 să aibă o acțiune continuă (fig. 7) pe o porțiune α'_g.

Așadar, în timpul unui ciclu se poate înlocui efectul momentului rezistent variabil cu un efect constant al momentului rezistent maxim.

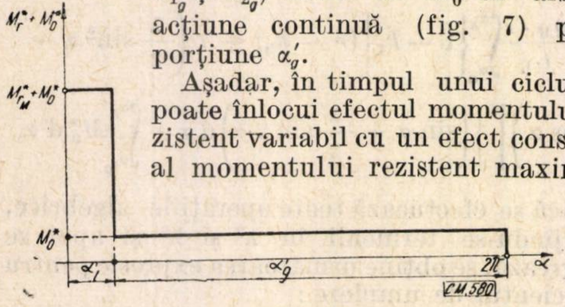


Fig. 7

Așa cum se observă în figura 7, motorul electric are de învins, pe perioadele respective, momentele constante $M^*_{r_M} + M^*_0$ și M^*_0.

Datorită faptului că presele mecanice sînt prevăzute cu volant, sarcina momentului motor M_m se ușurează simțitor, valoarea sa fiind cu mult inferioară vîrfului maxim de sarcină $(M^*_{r_M} + M^*_0)$.

Restul de energie, pentru a se face față acestui vîrf, este furnizat tocmai de volant sub forma momentului de inerție M^*_j, aceasta fiind ipoteza principală pentru dimensionarea rațională a puterii motorului electric.

Avînd la bază această ipoteză, valoarea M_m se va situa cu mult sub vîrful de sarcină, însă deasupra valorii M^*_0 (fig. 8), pentru a exista întotdeauna $M_m > M^*_0$, condiție necesară funcționarii în gol a presei.

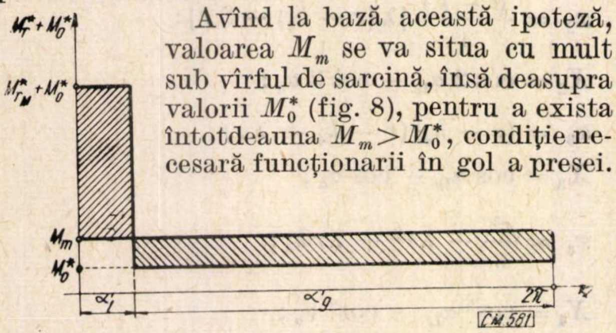


Fig. 8

Pentru a se calcula valoarea momentului M_m se consideră că acesta rămîne constant în timpul decupării (perioada α'_l), în realitate el variind sensibil. Această aproximație este admisă întrucît orice motor electric are posibilitatea de supraîncărcare.

Din cele arătate anterior reiese că volantul unei prese mecanice în perioada de gol α' acumulează o cantitate de energie pe care o cedează în perioada de lucru α'_g și, împreună cu cea a motorului electric, înving vîrful de încărcare determinat de rezistența la decupare a metalului.

Aceasta revine la a scrie egalitatea suprafețelor hașurate, adică :

$$(M^*_{r_M} + M^*_0 - M_m)\,\alpha'_l = (M_m - M^*_0)\,\alpha'_g, \quad (21)$$

din care se deduce :

$$M_m = M^*_0 + M^*_{r_M} \cdot \frac{\alpha'_l}{2\pi}. \qquad (22)$$

Cu relația (22) se poate deci calcula momentul motorului, presupunîndu-se că acesta este momentul maxim dezvoltat.

Știindu-se că λ_x este capacitatea de supraîncărcare respectivă, se poate scrie următoarea relație :

$$\lambda_x = \frac{M_m}{M_N} = \frac{S_m}{S_N}, \qquad (23)$$

în care :

M_m este momentul motor maxim calculat cu relația (22);
M_N — momentul nominal al electromotorului ;
S_m — alunecarea maximă admisibilă, corespunzătoare funcționării motorului la valoarea M_m;
S_N — alunecarea nominală.

Se recomandă pentru motoarele preselor mecanice de curent continuu sau asincrone să se calculeze volantul, astfel încît :

$$S_m \leqslant 0{,}2. \qquad (24)$$

Se știe că λ_x variază între 1,3 și 2 ; se alege o valoare cuprinsă în acest interval cu care se calculează M_N din relația (23) :

$$M_N = \frac{M_m}{\lambda_x}. \qquad (25)$$

Alunecarea S_N se determină în așa fel încît să fie îndeplinită condiția (24) :

$$S_N \cdot \lambda_x \leqslant 0{,}2. \qquad (26)$$

Fiind calculate aceste elemente, rezultă puterea nominală corespunzătoare :

$$P_N = \frac{M_N \cdot n_0\,(1 - S_N)}{975},\ kW, \qquad (27)$$

unde :

M_N este momentul nominal al motorului, kgfm;
n_0 —turația sincronă la motorul asincron sau turația la mers în gol ideal, la motorul de curent continuu, rot/min.

Puterea nominală calculată cu relația (27) se rotunjește la o valoare imediat superioară, în funcție de gama de puteri standardizate. Pentru aceasta va trebui reales λ_x și deci recalculate valorile S_N și M_N.

Verificarea alegerii puterii motorului electric se realizează după recomandările din literatura de specialitate în funcție de diagrama de încărcare la arborele motorului electric, diferită de la un ciclu la altul, considerîndu-se că lucrările de decupare la presa proiectată sînt diferite.

---

[1] *Zubțov, M. E.* Tehnologia ștanțării la rece (traducere din limba rusă). București, Editura tehnică, 1953. [2] *Brașovanu, M.* și alții. Acționări electrice, probleme și aplicații industriale. București, Editura tehnică, 1963. [3] *Sandu, I.* Unele aspecte ale dinamicii preselor mecanice în timpul procesului de decupare cu ștanțe. În : Construcția de Mașini, nr. 5, 1965.

CZ 669.15–194: 621.791.75: 532.528

Contribuții la studiul distrugerii prin cavitație a unor oțeluri obținute prin aliere în arcul electric

MIRCEA HRELESCU, ALEXANDRU VAŞ, LEONARD LIPOVAN ŞI FRIEDRICH BÄR

În literatura tehnică se acordă o importanță deosebită studiului distrugerii prin cavitație a mașinilor hidraulice și metodelor de protejare a pieselor supuse acestui fenomen. Se menționează de asemenea că încărcarea prin sudare cu straturi rezistente față de distrugerea prin cavitație reprezintă un procedeu care se poate aplica cu succes în construcția turbinelor hidraulice [1, 2].

Aplicarea acestui procedeu duce la realizarea unor economii importante prin folosirea ca metal de bază a unui oțel cu conținut redus de carbon sau slab aliat. De exemplu, în cazul paletelor turbinelor Kaplan se poate obține o reducere cu circa 33% a prețului de cost al unei palete [3, 4].

În această situație, un interes deosebit îl prezintă studiul rezistenței față de distrugerea prin cavitație a unor metale depuse prin sudare. În această notă se prezintă cîteva rezultate obținute la distrugerea prin cavitație a unor oțeluri cu crom, cu mangan și cu crom și mangan, depuse prin sudare cu electrod sub formă de bandă din oțel moale și flux ceramic aliat corespunzător.

În documentul IIS/IIW XII–215–64 s-a arătat posibilitatea obținerii unor metale depuse înalt aliate, cu ajutorul fluxurilor ceramice folosind principiul alierii oțelului moale în arcul electric. S-au depus prin sudare oțeluri cu crom (7–11% Cr), oțeluri cu mangan (7–13% Mn) și oțeluri cu crom și mangan (5–10% Cr, 5–10% Mn) pe table din oțel moale (max 0,2% C) folosind bandă de 0,3 × 30 mm. Depunerea s-a făcut în curent continuu, cu polaritate inversă în următorul regim : tensiunea arcului $U_a = 30 - 32$ V, intensitatea curentului de sudură $I_s = 420 - 450$ A, viteza de sudare $V_s = 10$ m/h. S-au obținut coeficienți de depunere $\alpha_d = 24 - 28$ g/Ah și straturi de 30–32 mm lățime și cu supraînălțare de 5–6 mm.

Tabela 1

Nr. oțelului	C.%	Cr. %	Mn. %	Si. %	Observații
II	0,4	9,05	10		
III	0,6	6,71	6,07		
V	0,08	7,02			
VI	0,09	10,77			
VII	0,09	9,35			
VIII	1,23		12,27		
IX	0,85		7,49		
P	0,14	14,38	0,77	0,64	după turnare, încălzit la 1 050°C și răcit cu apă pulverizată

Dintre metalele depuse au fost alese cele din tabela 1 pentru încercarea la distrugerea prin cavitație alături de un oțel dintr-o paletă turnată (notat cu *P*).

Pentru determinarea rezistenței față de distrugerea prin cavitație s-a folosit metoda vibratorului cu magnetostricțiune, deoarece este mai expeditivă și are o aplicație mai largă pe plan mondial [1, 3, 5].

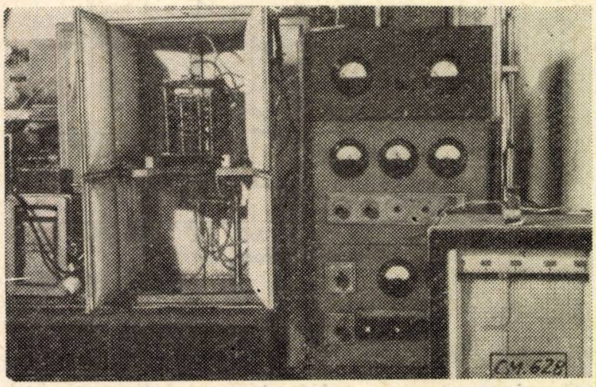


Fig. 1

Generatorul de înaltă frecvență, cu o putere de 0,5 kW, aferent instalației folosite, permite schimbarea frecvenței curentului produs între 6 000 și 10 000 Hz. Frecvența vibratorului folosit a fost de 6 500 Hz la o lungime a tubului de nichel de 305 mm. Vederea de ansamblu a instalației experimentale este arătată în figura 1, iar figura 2 prezintă norul de cavitație care apare la suprafața probei supuse încercării.

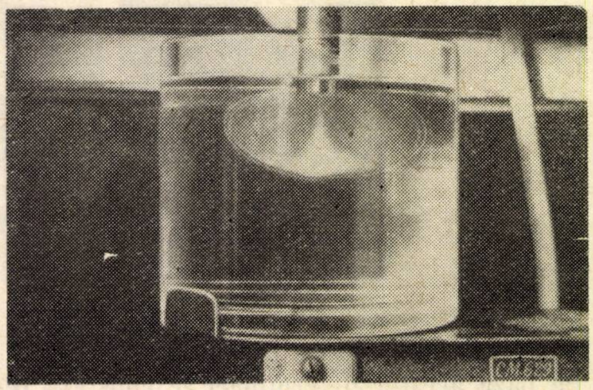


Fig. 2

Pentru aprecierea rezistenței față de distrugerea prin cavitație s-a adoptat criteriul pierderii în greutate a probei supuse încercării în funcție de timp, criteriu admis unanim în literatură. Determinările s-au făcut din 30 în 30 min cu o precizie de 0,0001 g la un număr de cîte 5 probe pentru fiecare calitate de oţel.

Rezultatele încercărilor s-au concretizat în curbele din figura 3.

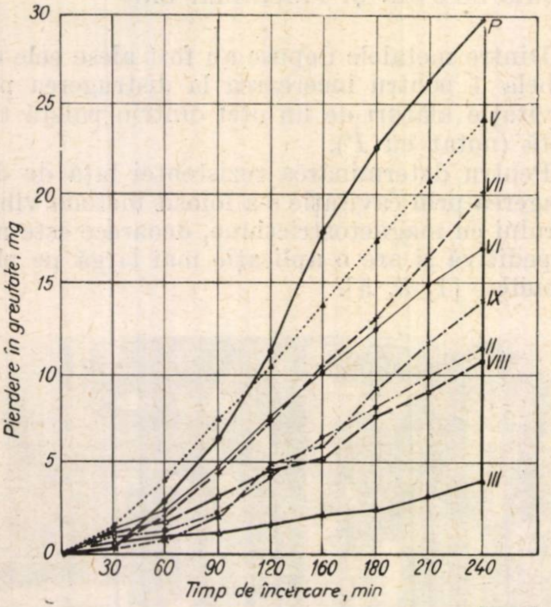


Fig. 3

Se observă că metalele depuse prin sudare au rezistenţa la cavitaţie mai bună decît oţelul turnat (curba P). Această îmbunătăţire se datoreşte atît schimbării cantitative şi calitative a elementelor de aliere, cît şi modificării mărimii grăunţilor.

Pe baza acestor determinări se constată rezistenţa bună faţă de distrugerea prin cavitaţie a oţelului cu circa 6% Cr şi 6% Mn.

Pentru elucidarea problemelor legate de comportarea diferită a oţelului din paleta turnată şi a oţelului crom-mangan faţă de distrugerea prin cavitaţie s-a făcut un studiu metalografic asupra perioadei de incubaţie a distrugerii pe suprafaţa probei.

În acest scop probele au fost atacate cu apă regală şi supuse distrugerii pe vibratorul cu magnetostricţiune timp de 1—10 min. Evidenţierea diferitelor componente structurale s-a făcut prin atacuri microstructurale diferenţiate. Structura oţelului din paleta turnată prezintă o structură bainitică cu formaţii insulare de fază σ şi carburi.

În figura 4 se prezintă diversele stadii de distrugere a structurii iniţiale (microstructura oţelului turnat — P; atac apă regală, × 200; *a.* structura iniţială; *b.* structura după 3 min de acţiune a cavitaţiei; *c.* structura după 10 min de acţiune a cavitaţiei). Se observă că distrugerea se petrece în cea mai mare parte pe seama feritei din structura bainitică, astfel că după 10 min de încercare nu se mai semnalează decît puncte feritice disperse. Formaţiile insulare de fază σ şi carburi sînt distruse într-o măsură mai mică şi numai într-un stadiu avansat se observă distrugerea acestor formaţii.

Metalul depus, obţinut prin alierea oţelului moale în arcul electric cu crom şi mangan, prezintă o structură cu grăunţi de austenită şi reţea de carburi şi fază σ.

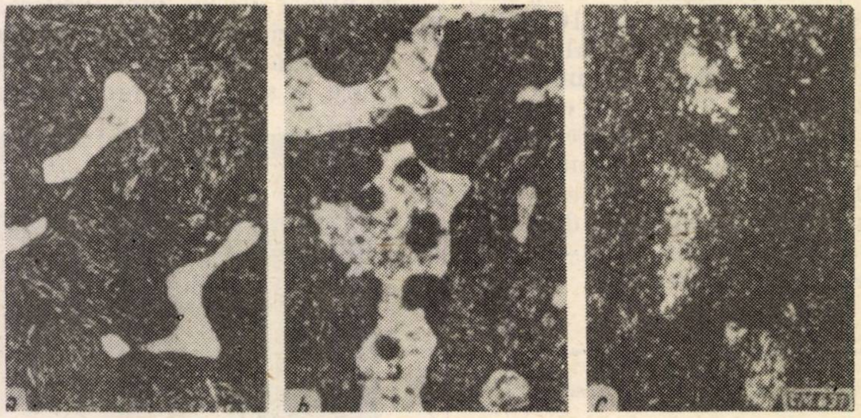


Fig. 4

Microstructurile prezentate în figura 5 (microstructura oţelului — *III* — depus prin sudare; atac apă regală, × 200; *a.* structura iniţială; *b.* structura după 3 min de acţiune a cavitaţiei; *c.* structura după 10 min de acţiune a cavitaţiei) arată că structura iniţială se păstrează un timp mai îndelungat şi chiar după 10 min de acţiune a cavitaţiei contururile grăunţilor şi parţial structura iniţială sînt observabile.

Aceste aspecte sînt în concordanţă cu rezultatele obţinute în diagramele din figura 3.

În concluzie, din cercetările întreprinse pînă în prezent asupra distrugerii prin cavitaţie a unor oţeluri obţinute prin alierea oţelului moale în arcul electric cu ajutorul fluxurilor ceramice se desprind următoarele :

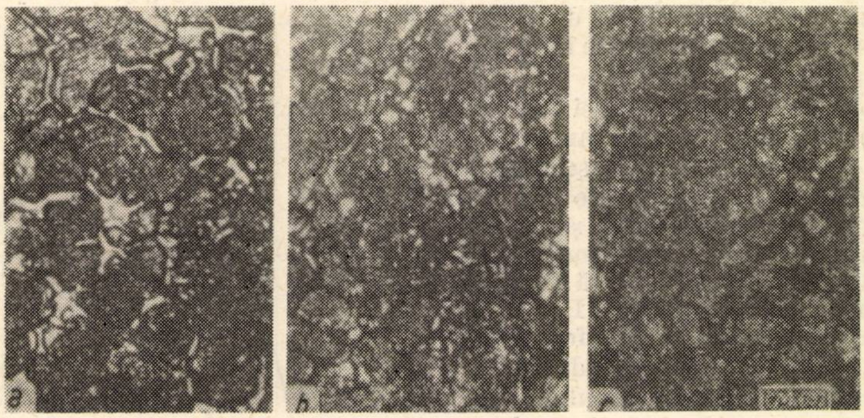


Fig. 5

Metalele depuse prin sudare (tabela 1) au o rezistenţă la cavitaţie mai bună decît oţelul inoxidabil cu 14% Cr turnat.

Oţelurile crom-mangan au o rezistenţă la cavitaţie mai bună decît oţelurile cu crom şi similară cu a oţelurilor cu mangan.

Cu ajutorul unui flux ceramic aliat corespunzător se poate obţine un metal depus cu proprietăţi anticavitaţionale apreciabile (*III*).

---

[1] *Bogacev, I. N.* şi *Minf, P. I.* Kavitaţionnoe razruşenie jelezouglerodistîh splavov. Moscova, Maşghiz, 1959. [2] *Rabotnov, B. A.* Voprosî kavitaţionnoi stoikosti povorotnolopamtnîh ghidroturbia. Moscova, Gosenergoizdat, 1961. [3] *Windernitz, F. A. L.* Choice of Material for Turbomachine components under Cavitation Attack. În : Water Power, dec 1957. [4] *Homusko, F. A.* şi *Rabotnov, B. A.* Avtomatisceskaia naplavka lopastei povorotnolopastnîh ghidroturbin elektrodnoi lentoi pod fliusom. În : Avtomaticeskaia svarka, nr. 1, 1960. [5] *** Cavitation in hydrodinamics. Londra, Her Majesty's Stationary Office, 1956.

CZ 621.791.75

Fenomene tranzitorii la retopirea electrică în baie de zgură

VIOREL MICLOŞI şi OVIDIU CENTEA

Printre metodele moderne de îmbunătăţire a calităţii oţelurilor, retopirea electrică în baie de zgură dobîndeşte o importanţă industrială din ce în ce mai mare.

Aplicarea industrială a retopirii în baie de zgură a ridicat problema realizării unor utilaje potrivite pentru aplicarea acestui procedeu, utilizînd electrozi pînă la un diametru de circa 200—300 mm în vederea obţinerii unor lingouri în greutate pînă la 12 — 15 tf sau chiar mai mult.

În ţara noastră problema retopirii este cercetată la Institutul de Cercetări Metalurgice (ICEM), unde s-a realizat o instalaţie semiindustrială, cu ajutorul căreia pot fi topiţi electrozi avînd un diametru maxim de 80 mm. Ridicîndu-se problema perfecţionării acestei instalaţii a apărut necesitatea studierii regimurilor tranzitorii care au loc la retopirea în baie de zgură.

Acesta, împreună cu faptul că instalaţia ICEM prezintă unele particularităţi care o deosebesc de instalaţiile cunoscute din literatură, a determinat efectuarea unor cercetări. În cele ce urmează se prezintă unele dintre primele rezultate obţinute.

Schema simplificată a instalaţiei ICEM asupra căreia s-au efectuat încercările este arătată în figura 1, împreună cu schema circuitelor de înregistrare oscilografică a principalelor mărimi electrice. În această figură este reprezentată doar

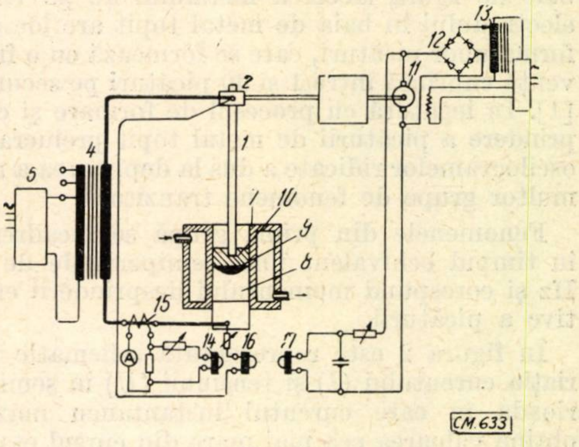


Fig. 1

partea corespunzătoare unei singure faze dintre cele trei ale reţelei de alimentare; instalaţia completă este alcătuită din trei asemenea unităţi. De asemenea nu este reprezentată nici partea corespunzătoare mecanismelor de extragere a lingoului, care nu au fost folosite în cadrul acestor prime încercări.

Electrodul *1* prins în falca *2* a cărei mişcare pe verticală este asigurată prin mecanismul *3* este racordat la una dintre bornele secundare ale unui transformator *4* alimentat de la reţea prin intermediul panoului de comandă şi măsură *5*. Cealaltă bornă secundară a transformatorului *4* este racordată la amorsa *6*, plasată în interiorul cristalizatorului *7*, răcit cu apă. Deasupra amorsei *6* se găseşte lingoul în curs de formare *8* cu baia de metal topit *9* şi zgura lichidă *10*.

Mecanismul de antrenare a electrodului *3* este acţionat de către un motor de curent continuu *11*, cu excitaţie independentă şi indusul alimentat prin intermediul unui redresor *12* de la un autotransformator cu tensiune continuu variabilă *13*.

Curentul de retopire a fost înregistrat oscilografic cu ajutorul buclei *14* plasate în secundarul transformatorului de curent *15*, iar tensiunea cu ajutorul buclei *16*. Viteza de deplasare a electrodului a fost înregistrată cu ajutorul buclei *17*, care primeşte o tensiune proporţională cu tensiunea de la bornele indusului, şi, în primă aproximaţie, proporţională şi cu turaţia motorului *11*.

Încercările pe baza cărora se prezintă cele ce urmează au fost executate utilizîndu-se electrozi de 60 mm diametru, din oţel carbon moale, şi cristalizatoare de 130 mm diametru. Zgura folosită a avut în compoziţia sa CaF_2, Al_2O_3 şi CaO ca elemente de bază. Adîncimea băii de zgură a fost de 50 mm. Amorsarea procesului s-a făcut cu ajutorul unui flux autofuzibil electroconductibil.

Este cunoscut faptul că în cazul retopirii în baie de zgură trecerea metalului de pe vîrful electrodului în baia de metal topit are loc sub forma unor picături, care se formează cu o frecvenţă cuprinsă între 1 şi 30 picături pe secundă [1]. În legătură cu procesul de formare şi desprindere a picăturii de metal topit prelucrarea oscilogramelor ridicate a dus la depistarea a mai multor grupe de fenomene tranzitorii.

Fenomenele din prima grupă se încadrează în timpul echivalent unei semiperioade de 50 Hz şi corespund momentului desprinderii efective a picăturii.

În figura 2 este reprezentată schematic variaţia curentului (*I*) şi tensiunii (*U*) în semiperioada în care curentul instantaneu maxim obţine valoarea cea mai mare din cursul etapei de formare a picăturii. Se observă că în momentul trecerii prin maxim a curentului apare o variaţie bruscă a tensiunii, cauzată de desprinderea picăturii. Faptul că desprinderea picăturii are loc în momentul trecerii prin maxim a curentului, şi deci a forţelor electrodinamice care acţionează asupra ei, confirmă ipoteza formulată în literatură [1, 2, 3, 4] asupra procesului de desprindere a picăturii şi scoate în evidenţă importanţa relativă a acestor forţe. În conformitate cu această ipoteză asupra picăturii în curs de formare acţionează forţa gravitaţională *G* şi forţele de natură electrodinamică *E*, care favorizează desprinderea picăturii şi tensiunea superficială rezultantă *S*, care se opune desprinderii picăturii (fig. 3).

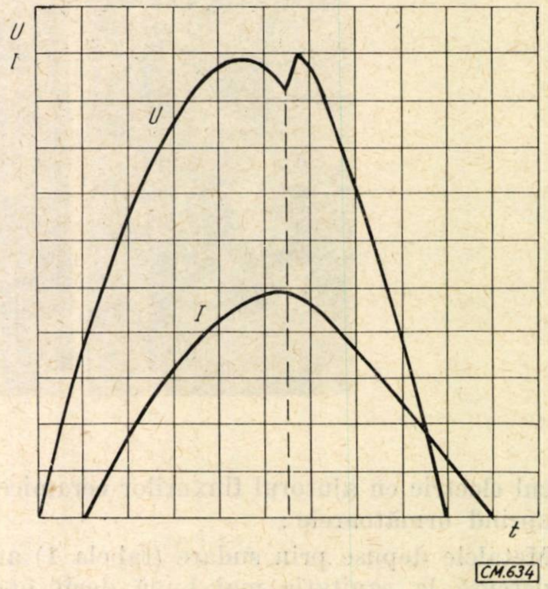


Fig. 2

Picătura se desprinde în momentul în care efectul forţelor *S* este depăşit de efectul forţelor *G* şi *E*. Forţa *G* creşte pe măsura creşterii volumului picăturii *2* pe seama metalului topit *1*, care se prelinge de pe vîrful electrodului *3* cufundat în baia de zgură *4*. Faptul că picătura se desprinde însă întotdeauna în momentul trecerii prin maxim a curentului arată importanţa determinantă a forţelor electrodinamice.

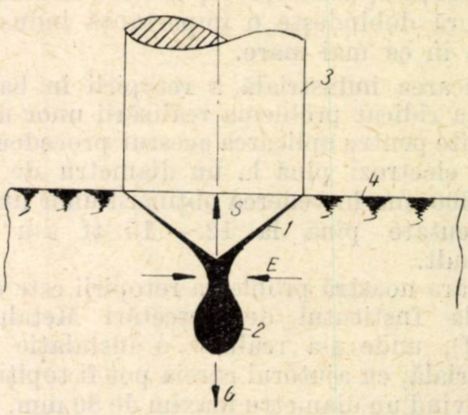


Fig. 3

Acest fapt este important, deoarece deschide posibilităţi de modificare a mărimii picăturilor de metal topit, în sensul micşorării lor la valoarea mijlocie constantă a curentului. Dacă se va dovedi favorabil din punct de vedere metalurgic, ca urmare a măririi suprafeţei specifice de reacţie cu zgură în cazul picăturilor mici, va fi oportună utilizarea unor surse de curent cu caracteristică rigidă. În acest caz creşterea rapidă a valorii efective a curentului, ca urmare a micşorării rezistenţei intervalului picătură — baie metalică, duce la o desprindere a picăturii la o valoare mai mică a forţei *G*, corespunzătoare unei picături mai mici.

Este important de remarcat faptul că în acest fel se realizează o micşorare a picăturilor faţă de cazul unei surse cu caracteristică căzătoare, la o mărime constantă a valorii efective mijlocii a curentului. O micşorare a mărimii picăturilor se poate obţine în general şi prin mărirea curentului efectiv [4]. Mărirea curentului atrage însă după sine o modificare nefavorabilă din punct de vedere metalurgic a direcţiei de cristalizare a metalului. O dată cu mărirea curentului, datorită creşterii adîncimii băii de metal topit, direcţia mijlocie de cristalizare se apropie din ce în ce mai mult de o direcţie perpendiculară pe suprafaţa interioară a cristalizatorului şi deci pe o direcţie perpendiculară pe direcţia de creştere a lingoului.

Din punctul de vedere al fenomenelor din această grupă, în cazul utilizării unor surse cu caracteristică rigidă, mai pot fi luate în considerare şi cele ce urmează.

Cercetările au arătat că la întreruperea alimentării electrice, urmată de o solidificare rapidă a băii, în zgură se găsesc multe picături de metal, a căror mărime este cu mult mai mică decît cea determinată din calcul pe baza cunoaşterii vitezei de topire a electrodului şi a frecvenţei picăturilor. Acest fapt a fost explicat prin aceea că desprinderea picăturii sub efectul forţelor electrodinamice are un caracter brutal, ducînd la formarea unor picături mărunte în zona de gîtuire a picăturii mari. Aceste picături mărunte avînd o suprafaţă specifică mai mare decît picăturile mari se menţin un timp mai îndelungat în baia de zgură, putînd fi şi mai uşor antrenate de către curenţii de zgură topită existenţi în baie. Din acest motiv ele pot fi găsite în zgura solidificată, spre deosebire de picăturile mari care intră în baia de metal topit înaintea creşterii suficiente a viscozităţii zgurei în cursul etapei de răcire.

În cazul utilizării unei surse cu caracteristică mai rigidă este de aşteptat ca numărul picăturilor mărunte să fie relativ mai mare decît în cazul unei caracteristice mai moi, deoarece în primul caz vîrfurile de curent care intervin în momentul desprinderii picăturii au o valoare mai mare şi în consecinţă fenomenul se petrece mai brutal. În cazul încercărilor autorilor, utilizînd o sursă cu caracteristică destul de rigidă (fig. 6), a fost posibilă realizarea unor regimuri stabile, la care vîrful de curent depăşea de 1,8—2 ori valoarea mijlocie a curentului, spre deosebire de valorile 1,1—1,2, găsite în literatură.

Rămîne ca cercetările de natură metalurgică să stabilească oportunitatea măririi relative a numărului picăturilor mici, cu suprafaţă de reacţie mai mare şi timp mai îndelungat de menţinere în baia de zgură.

În a doua grupă se găsesc fenomenele tranzitorii care se încadrează în intervalul de timp corespunzător la 5—10 perioade de 50 Hz. Acestea sînt în legătură cu procesul de formare şi desprindere a picăturii de metal topit în ansamblul lui, spre deosebire de fenomenele tratate anterior care se refereau la momentul desfacerii legăturii metalice dintre picătură şi vîrful electrodului.

În fig. 4 sînt reprezentate înfăşurătorile curentului în perioada formării şi desprinderii picăturii la o succesiune de şapte picături în cadrul unui regim stabilizat. Curbele au fost astfel trasate încît minimele să se găsească la aceeaşi abscisă.

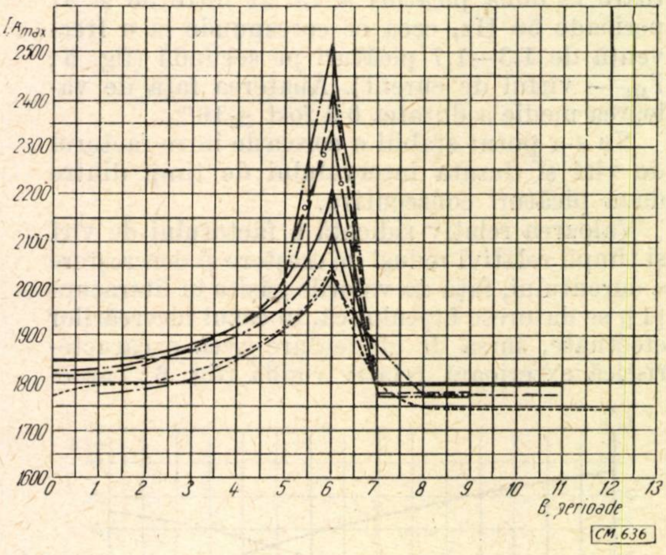


Fig. 4

Pe baza acestei figuri şi a analizei oscilogramelor înregistrate se pot face următoarele observaţii :

În perioada formării picăturii, valoarea maximă a curentului creşte din ce în ce mai repede. Această perioadă se extinde pe circa patru perioade 50 Hz.

După desprinderea picăturii, valoarea maximă a curentului scade în unele cazuri foarte repede — în o perioadă — pînă la valoarea staţionară, iar în alte cazuri ceva mai încet — în două perioade. Această scădere are loc cu atît mai încet, cu cît vîrful de curent în momentul desprinderii a fost mai mic.

Se mai remarcă faptul că, imediat după desprinderea picăturii, curentul este ceva mai mic decît valoarea anterioară procesului de creştere. În regim stabilizat, la o valoare efectivă a curentului în jurul a 1 300 A, pe o succesiune de 10 picături consecutive, factorul de vîrf, definit ca raportul între amplitudinea maximă a curentului şi amplitudinea mijlocie a curentului din perioada anterioară creşterii acestuia, a variat între 1,15 şi 1,45.

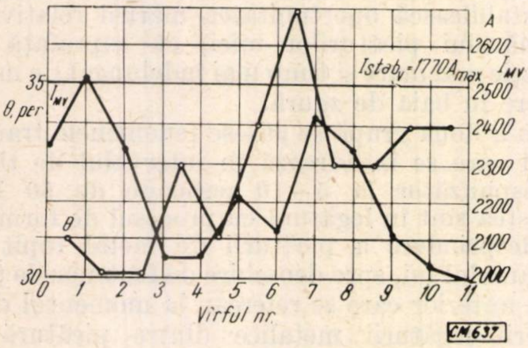


Fig. 5

Durata θ între vîrfurile de curent corespunzătoare la două picături a variat între 30 şi 37 perioade 50 Hz, ceea ce corespunde la o frecvenţă de 1,3—1,7 picături pe secundă (fig. 5; I_{MV} — vîrful de curent). Abaterea faţă de valoarea medie a duratei θ a fost ±10%.

Nu s-a putut stabili o corelaţie între factorul de vîrf şi durata intervalului de timp dintre două picături consecutive.

Valoarea relativ ridicată a factorului de vîrf şi timpii relativi reduşi de creştere şi descreştere a curentului, faţă de valorile găsite în literatură [1], se datoresc faptului că, în cazul încercărilor efectuate, sursa de alimentare avea o caracteristică exterioară relativ rigidă (fig. 6; caracteristicile exterioare $U = f(I)$ şi ale puterii $P = f(I)$ ale transformatorului de alimentare a instalaţiei).

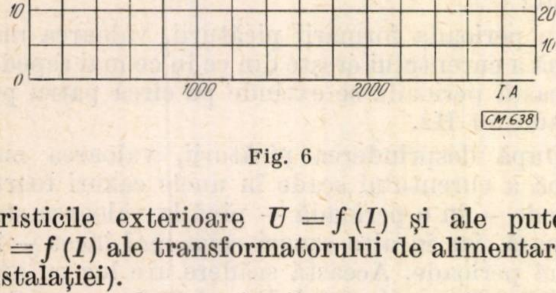


Fig. 6

Fenomenele tranzitorii care se desfăşoară în timpi avînd ordinul de mărime a zecilor de secunde au fost încadrate în o a treia grupă. Ele apar ca urmare a perturbării exterioare a procesului de retopire. În această fază a încercărilor au fost cercetate fenomenele tranzitorii provocate de modificarea vitezei de coborîre a electrodului.

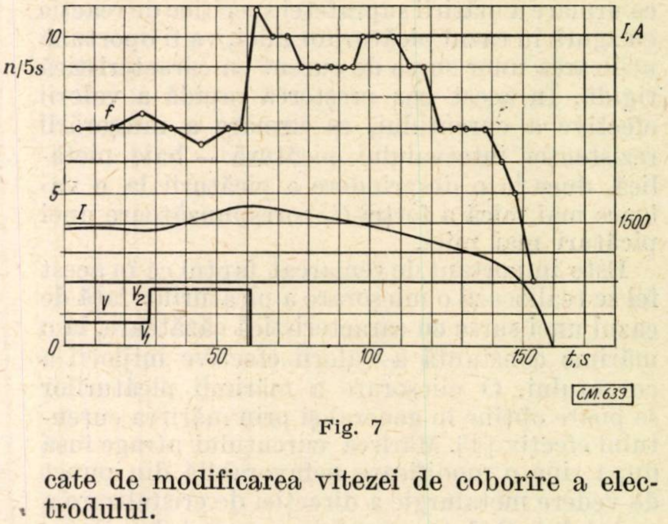


Fig. 7

În figura 7 este arătată variaţia în timp a curentului I şi a numărului de picături ce se formează într-un interval de 5 secunde (f) în cazul variaţiei în salt a vitezei de coborîre a electrodului v. Perturbarea provocată se caracterizează prin mărirea de 2,5 ori a vitezei şi prin menţinerea vitezei mărite timp de 32 s, după care a fost micşorată brusc la zero.

Variaţia aceloraşi mărimi în cazul unei perturbări provocate prin mărirea bruscă de 4,5 ori a vitezei, menţinerea vitezei mărite timp de 10 s, urmată de anularea bruscă a acesteia, este arătată în figura 8.

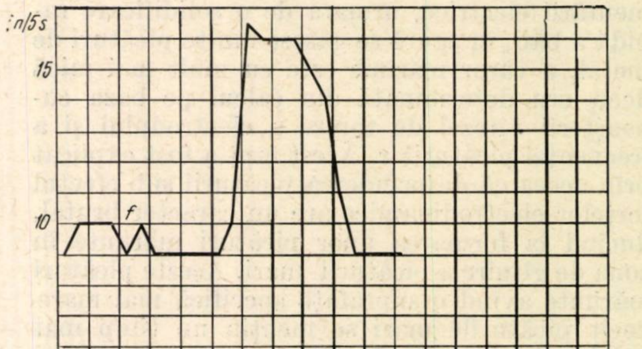


Fig. 8

Pe baza acestor diagrame, alcătuite cu ajutorul unor oscilograme tipice pentru regimul cercetat, au putut fi trase următoarele concluzii.

Din regim staţionar la creşterea vitezei, curentul începe să crească prompt. Astfel, în cazul măririi de 2,5 ori a vitezei, începutul creşterii curentului este decalat doar cu 2 s faţă de momentul creşterii vitezei.

Această mică întîrziere poate să fie cauzată şi de sistemul de antrenare a electrodului care conţine şi mecanisme cu cabluri şi contragreutate şi în consecinţă nu poate fi atribuită procesului de retopire. Acest fapt este confirmat parţial şi de faptul că, în cazul măririi bruşte a vitezei de 4,5 ori, decalajul arătat anterior este nul la scara secundelor.

Viteza de creştere a curentului depinde de caracteristicile perturbaţiei survenite. Reprezentînd viteza de variaţie a curentului — în %/s — în funcţie de mărimea saltului vitezei $\Delta v = V_2 - V_1$ şi de raportul vitezelor V_2/V_1 se obţin curbele din figura 9 (diferenţa *a*, respectiv raportul *b* al vitezelor de avans ale electrodului).

Din aceste curbe rezultă că viteza de creştere a curentului poate fi corelată mai bine cu raportul vitezelor decît cu diferenţa vitezelor şi că în domeniul cercetat ea creşte practic liniar cu raportul vitezelor de avans ale electrodului.

În general vorbind, vitezele iniţiale de creştere a curentului sînt relativ mici. Astfel, la o dublare a vitezei electrodului, viteza iniţială de creştere a curentului este de numai circa 0,5 %/s.

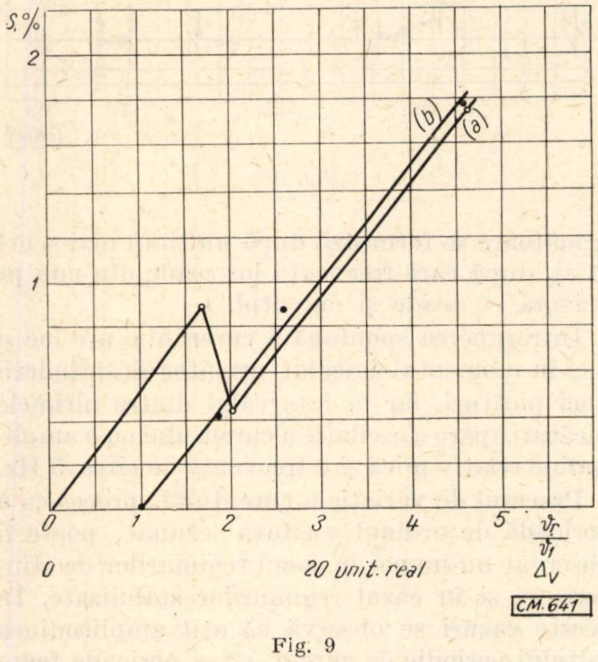


Fig. 9

După anularea vitezei de avans a electrodului curentul descreşte practic liniar în raport cu timpul pe o perioadă de circa 50 s.

Dacă valoarea iniţială a curentului este de circa 1600 A, timpul după care procesul se întrerupe complet prin scăderea la zero a curentului, din momentul anulării vitezei, este de circa 100 s.

Pornind de la curenţi în jur de 1500 A, viteza medie de descreştere a curentului pe o perioadă de 50 s este — în toate cazurile cercetate — de circa 7,7 A/s, ceea ce corespunde la 0,53 %/s.

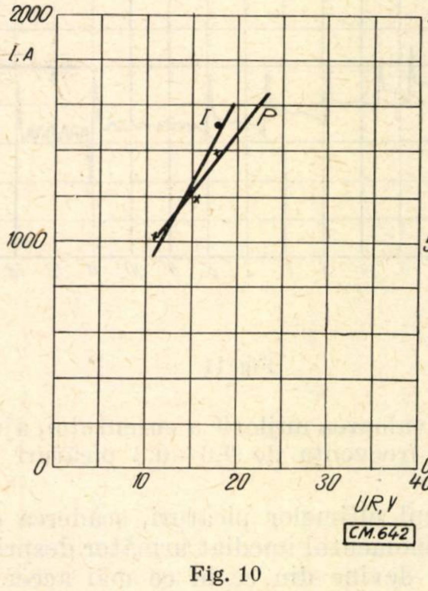


Fig. 10

În privinţa frecvenţei picăturilor se constată că, în general, ea depinde de curent, iar influenţa vitezei se manifestă prin intermediul curentului. Se remarcă însă că şi alţi parametri mai influenţează frecvenţa picăturilor, fapt scos în evidenţă prin aceea că, la o aceeaşi valoare a curentului, frecvenţa picăturilor înainte de perturbare este diferită de aceea de după perturbare (fig. 7). Această diferenţă apare probabil din cauza modificărilor survenite în temperatura băii.

În domeniul cercetat (1000—1500 A) curentul în regim stabilizat creşte practic liniar cu viteza de avans a electrodului (fig. 10). Aceasta înseamnă că în acest interval coeficientul de topire pentru curent g/Ah este aproximativ constant. Din aceeaşi figură rezultă faptul că şi coeficientul de topire pentru energie g/h Wh este constant.

Pe baza datelor din această figură reiese că o creştere de 1,56 ori a vitezei de avans a electrodului conduce la o creştere de 1,46 ori a curentului şi de 1,17 ori a puterii. De aici rezultă că viteza de topire în regim stabilizat poate fi mai bine corelată cu intensitatea curentului decît cu puterea.

Mai rezultă şi faptul că, din punctul de vedere al consumului specific de energie kWh/t, pe o aceeaşi caracteristică a transformatorului, sînt avantajoase regimurile cu tensiuni mici şi curenţi mari.

La anularea vitezei de avans a electrodului, curentul variază pînă la zero după o curbă reprezentată schematic în figura 11.

Se observă că în această etapă, denumită în cele ce urmează etapă de stingere, frecvența picăturilor scade din ce în ce mai mult pe măsură ce scade valoarea mijlocie a curentului, ajungîndu-se la frecvența de 0,6—0,3 picături pe secundă.

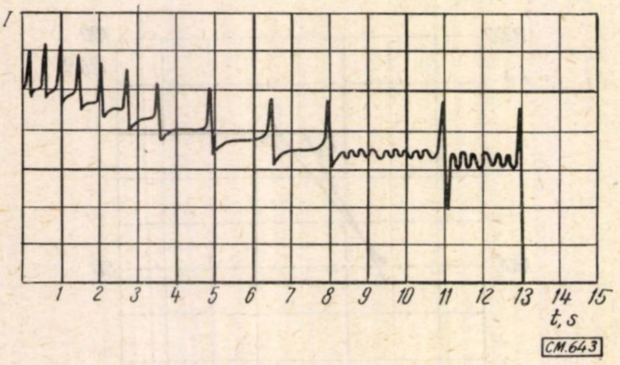


Fig. 11

În cazul ultimelor picături, scăderea curentului în momentul imediat următor desprinderii picăturii devine din ce în ce mai accentuată.

În intervalul dintre desprinderea ultimelor picături apare o oscilație a curentului cu o frecvență în jur de 4—5 Hz și cu o amplitudine care crește cu cît ne apropiem de sfîrșitul procesului.

Întreruperea curentului are loc în momentul imediat următor unui vîrf de curent condiționat de formarea picăturii de metal topit.

În cazul însă în care stingerea procesului se instaurează ca urmare a micșorării treptate a vitezei, în timp îndelungat (cîteva minute), desfășurarea proceselor îmbracă un alt aspect scos în evidență de figurile 12 și 13 (fig. 12 corespunde începutului etapei de stingere, la circa 1,5 minute de la micșorarea cu 30% a vitezei electrodului, iar figura 13 se referă la sfîrșitul etapei de stingere la circa 3 minute din momentul primei micșorări a vitezei electrodului).

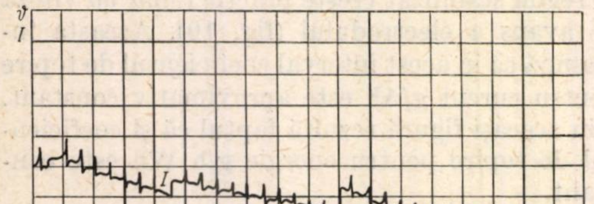


Fig. 12

În acest caz se constată că apare un fenomen periodic caracterizat prin aceea că procesul de descreștere a valorii mijlocii a curentului pe perioada dintre desprinderea a două picături consecutive este discontinuu, prezentînd periodic o creștere bruscă. Perioada acestui fenomen crește pe măsură ce ne apropiem de întreruperea spontană a curentului, de la circa 9 la circa 15 s. În același timp crește și amplitudinea saltului acestui curent. Astfel, la începutul etapei de stingere, raportul între valoarea mijlocie a curentului după și înainte de salt are valoarea medie de 1,05, crescînd spre sfîrșitul etapei de stingere la 2,5.

În cazul ultimelor perioade ale acestui fenomen periodic lent se constată (fig. 13) că după apariția saltului de curent acesta se menține aproape constant un timp relativ lung (3—6 s), după care scade relativ repede tinzînd către o altă valoare, care se menține în continuare relativ constantă un timp destul de lung (4—9 s).

Desprinderea primei picături, după ce are loc saltul de curent, se petrece la circa 3 s. Picătura următoare se formează după un timp mai scurt (1 s), după care frecvența lor scade din nou pe măsură ce scade și curentul.

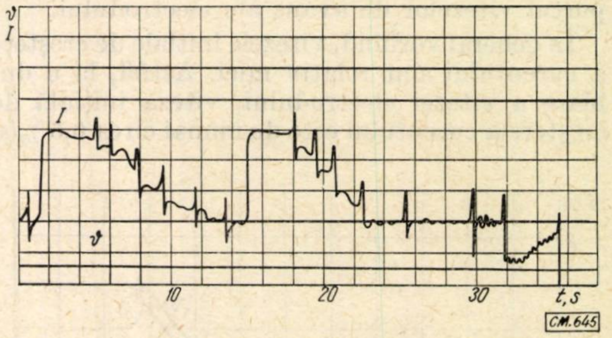


Fig. 13

Întreruperea spontană a curentului are loc și aici în momentul imediat următor desprinderii unei picături, iar în intervalul dintre ultimele picături apare o oscilație a curentului cu o amplitudine relativ mică și o frecvență de circa 5 Hz.

Procesul de variație a curentului, proces cu o perioadă de ordinul a cîteva secunde, poate fi observat nu numai în cazul regimurilor de stingere, ci și în cazul regimurilor stabilizate. În aceste cazuri se observă că atît amplitudinea saltului periodic de curent, cît și perioada fenomenului, scad odată cu creșterea curentului de lucru.

Observațiile și concluziile prezentate servesc ca bază pentru conceperea și dimensionarea sistemului de acționare automată a electrodului.

Măsurările efectuate au scos în evidenţă existenţa unui fenomen periodic cu frecvenţă foarte mică (0,05–0,2 Hz) descris la punctul 3.3, care nu este prezentat în literatura consultată. Studiul acestui fenomen va putea preciza procesele interne care au loc la trecerea metalului de pe electrod în baia de metal topit.

---

[1] *Medovar, B. I.* şi colab. Flektroşlakovîi pereplov. Moscova, Metalurgizdat, 1963. [2] *Dudko, D. A.* şi *Rubleski, I. N.* Vlianie roda toka i poliarnosti na metalurghiceskie proţesî pri elektroşlakovoi svarke. În : Avtomaticeskaia svarka, nr. 3, 1958. [3] *Dudko, D. A.* şi colab. Vlianie regima elektroşlakovogo proţesa na skorost plavlenia elektrodov bolşogo secienia. În : Avtomaticeskaia svarka, nr. 12, 1958. [4] *Dudko, D. A.* şi colab. Osobenosti kapelnogo perenosa metala elektroda bolşogo secienia pri elektroşlakovoi proţese. În : Avtomaticeskaia svarka, nr. 5, 1959. [5] *Kliuvev, M. M.* şi colab. O kapelnom perenose elektrodnogo metala pri elektroşlakovom pereplave elektrodov bolşogo secienia. În : Avtomaticeskaia svarka, nr. 4, 1962. [6] *Latas, V.* şi colab. Vlianie sostava slaka na harakter plavlenia elektroda bolşogo secienia pri elektroşlakovom proţese. În : Avtomaticeskaia svarka, nr. 12, 1958. [7] *Paton, B. E.* Avtomaticeskoie regulirovanie elektroşlakovoi svarke. În :' Avtomaticeskaia svarka, nr. 3, 1955.

CZ 62: 338.062.5

Contribuţii la calculul ciclurilor de fabricaţie

HARRY ENGEL

Ciclul de fabricaţie este perioada de timp care se scurge de la lansarea unui produs în fabricaţie şi pînă la terminarea lui, ultima operaţie fiind recepţionarea.

Considerînd un produs fabricat unicat, ciclul de fabricaţie va fi egal cu timpul scurs între lansarea în fabricaţie a pieselor componente ale produsului respectiv şi pînă la recepţionarea produsului. Cum piesele componente sînt de diferite complexităţi, avînd tehnologii mai mult sau mai puţin complicate, valoarea ciclului de fabricaţie pentru produsul respectiv va fi determinată de piesa cu ciclul de fabricaţie cel mai lung.

În cadrul producţiei de serie (mică, mijlocie sau mare) şi masă, produsele se lansează în loturi de fabricaţie — de obicei lunare — de mărimea determinată de planul de producţie anual, trimestrial sau lunar al întreprinderii, cum şi de alte considerente tehnologice sau economice.

Din acest moment, determinarea ciclului de fabricaţie pentru piesa sau piesele determinante — deci cu ciclul cel mai lung — nu mai este o operaţie aşa de simplă, piesele de acelaşi fel, lansate într-un lot, influenţîndu-se reciproc în privinţa duratei ciclului.

Lucrările de specialitate indică metode şi formule de calcul al duratei ciclului insuficient lămurite ; ele fiind considerate pentru situaţia optimă de organizare a producţiei, la cea mai mică abatere de la această organizare optimă a producţiei rezultatele obţinute sînt eronate. Or, situaţia reală din întreprinderi este în marea majoritate a cazurilor departe de situaţia ideală, din care cauză un calcul corect al ciclurilor de fabricaţie se poate face numai ţinînd seamă de situaţiile existente în fiecare caz în parte.

Cazul cel mai frecvent în producţia întreprinderilor industriale este producţia de serie mijlocie, la care, dintre cele trei forme de circulaţie a pieselor : prelucrarea succesivă, prelucrarea paralelă şi prelucrarea succesiv-paralelă, prelucrarea succesiv-paralelă în comparaţie cu prelucrarea succesivă prezintă avantajul că, datorită defalcării lotului de fabricaţie în loturi de transport, timpul de staţionare la maşini este mai redus, deci şi ciclul de fabricaţie este mai mic. Prelucrarea succesiv-paralelă se utilizează mai ales pentru piesele cu ciclu tehnologic lung, deci tocmai pentru acele piese care determină mărimea ciclului de producţie pentru produsul considerat.

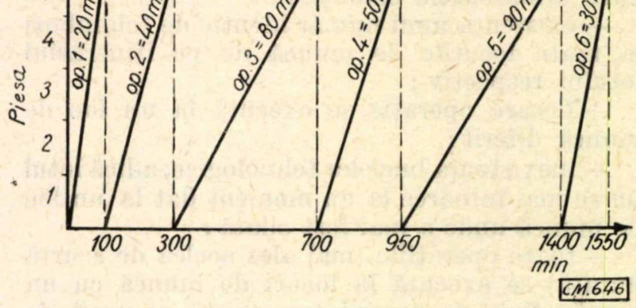


Fig. 1

În figura 1 se indică diagrama ciclului în cazul prelucrării succesive la un lot de 5 piese, avînd 6 operaţii. În figura 2 se prezintă, pentru acelaşi caz, diagrama ciclului în cazul prelucrării succesiv-paralele.

Formula de calcul indicată în literatura de specialitate pentru prelucrarea succesiv-paralelă este următoarea :

$$T_{suc.par} = t_p + (n - 1) (\Sigma t_l - \Sigma t_s),$$

în care :

$T_{suc.par}$ reprezintă durata ciclului operațional la prelucrarea succesiv-paralelă ;
t_p — suma normelor de timp ale operațiilor tehnologice pentru o piesă ;
n — numărul de piese din lotul de transport ;
Σt_l — suma timpilor lungi, timp lung fiind durata unei operații cuprinse între două operații cu durate mai scurte ;
Σt_s — suma timpilor scurți, timp scurt fiind durata unei operații cuprinse între două operații cu durate mai lungi.

Operațiile intermediare nu contează în calcul. În diagrama din figura 2 : $t_p = 310$ min, $n = 5$ buc., $t_l = 80 + 90 = 170$ min, $t_s = 50$ min.

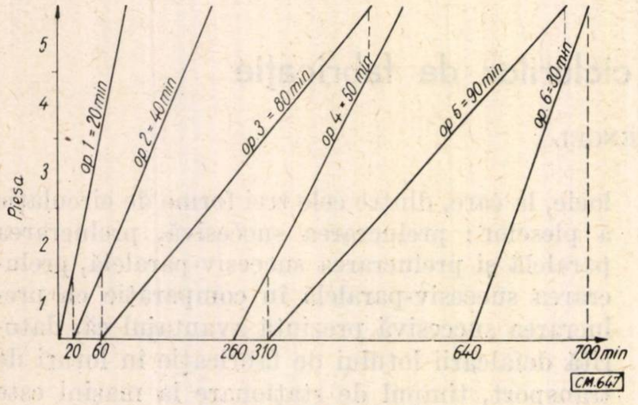


Fig. 2

Rezultă :

$$T_{suc.\,par} = 310 + (5 - 1)\,(170 - 50) = 790\,\text{min}.$$

Utilizarea acestei relații de calcul este justificată numai în cazurile ideale de organizare a producției care în această situație trebuie să asigure următoarele condiții :

— existența unui număr identic de schimburi la toate locurile de muncă de pe itinerariul lotului respectiv :

— fiecare operație se execută la un loc de muncă diferit ;

— inexistența buclelor tehnologice, adică lotul nu se mai întoarce la un moment dat la un loc de muncă unde a mai fost odată ;

— toate operațiile (mai ales acelea de scurtă durată) se execută la locuri de muncă cu un număr finit de mașini (nu există operații de ajustare, trasare etc., unde deci nu se pretind pregătiri care să necesite o continuitate a pieselor).

În realitate, aceste condiții nu sînt respectate, deci nici calculele nu se pot executa prin simpla înlocuire a valorilor în relația clasică, fiecare caz trebuind să fie considerat separat.

Din formula de calcul rezultă ciclul în prelucrarea succesiv-paralelă ($T_{suc.par}$), în minute. Valoarea ciclului fiind cerută în zile, trebuie realizată o transformare. În caz că se lucrează cu același număr de schimburi la toate locurile de muncă, numărul de minute obținut se împarte la 480, 960 sau 1440, după cum se lucrează cu unul, două sau trei schimburi.

În caz cînd numărul de schimburi e diferit la locurile de muncă unde se lucrează lotul de piese, se lucrează în general luînd prin apreciere numărul de minute corespunzătoare unei zile de muncă ; aprecierea este nesigură, realizîndu-se o medie ponderată. În felul acesta se include în rezultat o eroare care poate fi foarte mare (de ordinul a cîteva zile).

Pentru evitarea posibilității apariției acestei erori e necesar să se modifice mersul calculului în așa fel încît chiar din expresia menționată să rezulte durata ciclului în zile. Pentru aceasta e nevoie ca în formulă toți timpii să fie introduși în zile și nu în minute.

În tabela cu operații apare o rubrică nouă, după timpul operației în minute, în care se trece timpul operației exprimat în zile, rezultat din împărțirea timpului în minute cu numărul de minute lucrate pe zi la operația respectivă.

Tabela 1

Nr. operației	Denumirea	Nr. de schimburi	t_p, min	t_p zile	Observații
1	Rabotare	2	20	0,0208	
2	Rabotare	2	40	0,0416	
3	Frezare	3	80	0,0555	t_l
4	Găurire	2	50	0,0520	t_s
5	Mortezare	1	90	0,1875	t_l
6	Rectificare	3	30	0,0208	
			Total	0,3782	

Durata ciclului :

$$T'_{suc.par} = t'_p + (n - 1)\,(\Sigma t'_l - \Sigma t'_s) =$$
$$= 0,3782 + 4.0,2470 = 1,3502 \text{ zile}$$

Dacă s-ar fi calculat după metoda clasică, prin apreciere, considerînd în medie 1 000 min/zi, ar fi rezultat durata ciclului :

$$T_{suc.par} = \frac{480}{1\,000} = 0,790 \text{ zile},$$

deci cu o eroare apreciabilă în minus de 41,4%.

Din exemplul dat se vede importanța efectuării calculului în zile în loc de minute, în acele cazuri cînd nu există un număr identic de schimburi la toate locurile de muncă.

De multe ori, în cursul fluxului tehnologic al unui lot, două sau mai multe operații învecinate se execută pe aceeași mașină. În acest caz, deși lotul se prelucrează succesiv-paralel la aceste operații, în realitate se face o prelucrare succesivă, mașina fiind reglată pentru operația următoare abia după epuizarea operației anterioare, piesele lotului așteptînd pînă la epuizarea întregului lot.

De acest lucru trebuie să se țină seamă și la calcul. Pentru aceasta, la fiecare operație trebuie să se specifice pe ce mașină se execută pentru a putea constata suprapunerea a două operații pe aceeași mașină.

Față de calculul clasic, situația corectată după realitate este indicată în diagrama din figura 3, în care toate cele 4 operații se execută pe aceeași mașină.

În figura 3 s-a notat cu linii continue organizarea succesivă și cu linii întrerupte cea succesiv-paralelă.

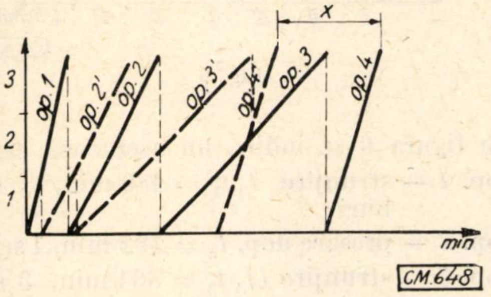


Fig. 3

Se vede că operația *2* poate să înceapă numai după terminarea operației *1*, operația *3* după terminarea operației *2* etc.

Eroarea care apare, notată cu X, se calculează astfel :

$$X = T_{suc} - T_{suc.par}\,.$$

Eroarea lungește durata ciclului calculat, fiind deci egală cu diferența dintre timpul tehnologic necesar în organizarea succesivă și timpul tehnologic necesar în organizarea succesiv-paralelă a acestor operații.

În cazul cînd, într-un flux tehnologic avînd n operații, operațiile $m - 1$, m, $m + 1$ și $m + 2$ se execută pe aceeași mașină, calculul corect al duratei ciclului de fabricație se face considerînd ciclul compus din suma a 3 cicluri parțiale :

— ciclul *I*, în prelucrare succesiv-paralelă a operațiilor de la *1* la $m - 1$ inclusiv ;

— ciclul *II*, în prelucrare succesivă a operațiilor m și $m + 1$;

— ciclul *III*, în prelucrare succesiv-paralelă a operațiilor de la $m + 2$ la n inclusiv.

Deci prima și ultima operație suprapusă intră ca operații limitrofe la prelucrări succesiv-paralele diferite. Operațiile suprapuse intermediare se consideră în calcul, ca și în realitate, în prelucrare succesivă.

La unele repere apar așa-numite bucle tehnologice care reprezintă întoarceri ale lotului de piese pentru o operație oarecare, la o mașină precedentă. Este un caz asemănător cu cel tratat anterior, adică două operații pe aceeași mașină, operațiile nefiind consecutive.

De exemplu : op. *1* — trasare, op. *2* — rabotare, op. *3* — frezare, op. *4* — rabotare etc.

Bucla tehnologică apare la operația *4*, cînd după operația de frezare lotul se întoarce din nou la raboteza pe care s-a executat și operația *2*.

În prelucrarea succesiv-paralelă, piesele nu vor putea fi luate în lucru pentru operația *4* decît după ce întreg lotul de transport a fost terminat la operația *2*, deci după ce mașina a fost eliberată. Această posibilitate de intrare imediată în lucru depinde în primul rînd de operațiile intermediare (fig. 4).

În situația din figură, operația *1* se execută pe mașina în cauză, operațiile $2 \ldots n - 1$ sînt operațiile intermediare, iar operația n este cea buclată care se întoarce pe mașina la care s-a executat și operația *1*.

Eroarea w este egală cu diferența dintre suma timpilor considerați pentru întregul lot al operațiilor *1* și n și durata ciclului coordonat în prelucrarea succesiv-paralelă a operațiilor *1* la n inclusiv :

$$w_1 = nt_1 - (T_{suc.\,par.}\,(1 - n) - nt_n).$$

Dacă valoarea w rezultată este pozitivă, atunci există așteptare și întîrzierea trebuie să apară și la durata ciclului, mărindu-l.

Dacă valoarea w rezultată este negativă, înseamnă că nu există nici o așteptare, mașina în cauză fiind deja eliberată.

În cazul concret din diagramă :

— op. *2* — rabotare, $t_1 = 43{,}5$ min, 1 schimb ;
— op. *3* — frezare, $t_2 = 20{,}6$ min, 1 schimb ;
— op. *4* — rabotare, $t_3 = 57$ min, 1 schimb ;
— $n = 5$ bucăți.

Numărul de schimburi fiind identic, se poate calcula w pe baza minutelor :

$$w = 5(43{,}5 + 57) - 43{,}5 + 20{,}6 + 57 +$$
$$+ (5 - 1).\ [43{,}5 + 57 - 20{,}6] =$$
$$= 502{,}5 - 440.7 = 61{,}8 \text{ min.}$$

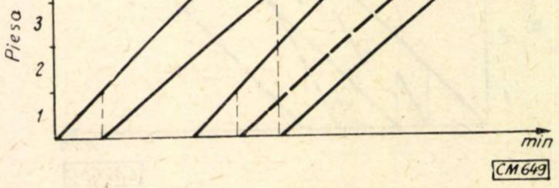


Fig. 4

O altă categorie de erori care pot interveni în calcul se datorește aprecierii greșite a operațiilor scurte.

În cadrul relației :

$$T_{suc.\,par} = t_p + (n - 1)\,(\Sigma t_l - \Sigma t_s),$$

termenii Σt_l şi Σt_s apar în vederea asigurării continuităţii operaţiilor în cadrul ciclului pe care îl determină.

Acest lucru este necesar în cazurile cînd e vorba de locuri de muncă reprezentate prin maşini, deci unde intervin probleme de reglare, regimuri de aşchiere, dispozitive etc.

Există însă locuri de muncă unde nu se pune problema continuităţii operaţiei. Printre operaţiile respective figurează : ajustarea, trasarea, marcarea etc. Executarea lor se poate face şi bucată cu bucată, imediat ce s-a terminat operaţia anterioară.

Din relaţia de calcul al ciclului se vede că, în cazul prelucrării succesiv-paralele, cu cît timpii scurţi sînt mai mici, ciclul determinat este mai mare (nu direct proporţional). Deci, luînd în calcul un asemenea timp scurt, valoarea ciclului se lungeşte în mod eronat (fig. 5).

Dacă nu se mai ia ca timp scurt o asemenea operaţie, apar două posibilităţi ce pot fi luate în considerare.

De exemplu se ia în schimb o altă operaţie scurtă (de obicei alăturată) care în mod cert va fi mai mare ca cea iniţială.

În acest caz, eroarea z va avea forma :

$$z = -(n-1)(\Sigma t_{sn} - \Sigma t_{sa}),$$

în care :

Σt_{sn} — reprezintă suma timpilor scurţi noi ;
Σt_{sa} — suma timpilor scurţi vechi anulaţi.

Semnul — (minus) se pune, întrucît eroarea z se scade din ciclul determinat.

Dacă lîngă operaţia scurtă anulată există numai operaţii lungi (deci în ambele părţi), anulînd operaţia scurtă se va anula din relaţie şi operaţia lungă mai mică. Eroarea în acest caz va fi :

$$z = (n-1)(\Sigma t_{la} - \Sigma t_{sa}),$$

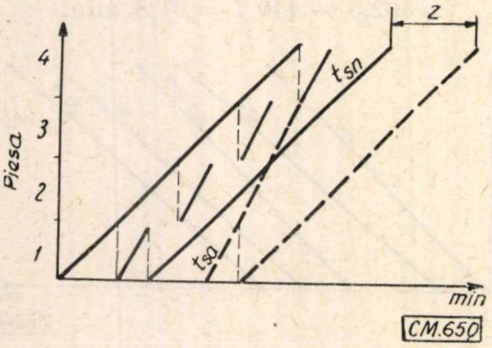


Fig. 5

în care :

Σt_{la} — reprezintă suma timpilor lungi anulaţi ;
Σt_{sa} — suma timpilor scurţi anulaţi.

În ambele cazuri, corectînd ciclul iniţial cu valorile erorilor z, el se va scurta într-o măsură oarecare.

Trebuie acordată şi în acest caz o deosebită atenţie numărului de schimburi existente la locurile de muncă ; altfel, se poate ajunge la determinarea incorectă a operaţiei scurte.

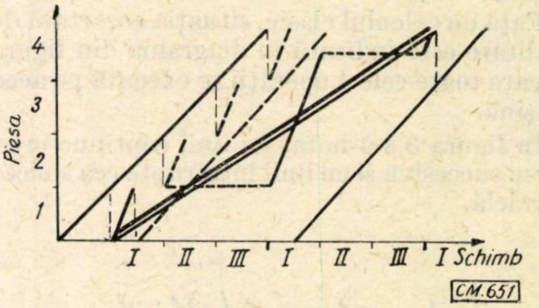


Fig. 6

În figura 6 se indică un asemenea caz :

— op. *1* — strunjire *I*, $t_1 = 480$ min, 3 schimburi ;
— op. *2* — presare dop. $t_2 = 192$ min, 1 schimb ;
— op. *3* — strunjire *II*, $t_3 = 384$ min, 3 schimburi.

Liniile întrerupte orizontale reprezintă staţionări din lipsa schimbului *II* şi *III* ; cele continue simple, situaţia reală, iar cele întrerupte înclinate, situaţia aparentă după timpul pe bucată. Valoarea medie a timpului datorită lipsei schimburilor apare ca linie dublă.

Aparent, operaţia *2* presare dop este operaţie scurtă şi trebuie astfel considerată în calcul. Prin aceasta se comit însă două erori.

O primă eroare e datorită faptului că nu se ţine seamă de numărul de schimburi existente. Recalculînd timpii pe baza numărului de schimburi, deci exprimîndu-i în zile şi nu în minute :

$$t_1 = \frac{480}{1\,440} = 0{,}33 \text{ zile},$$

$$t_2 = \frac{192}{480} = 0{,}4 \text{ zile},$$

$$t_3 = \frac{384}{1\,440} = 0{,}366 \text{ zile},$$

rezultă că operaţia respectivă de fapt nici nu este scurtă ci lungă, cele două strunjiri fiind mai scurte.

A doua eroare se datoreşte faptului că, chiar dacă operaţia ar fi fost scurtă, nu putea fi considerată ca atare fiind o operaţie la care nu se pretinde continuitate.

În concluzie, calcularea corectă a ciclurilor de fabricaţie are o însemnătate deosebită, oglindind în mod real durata de timp a rămînerii mijloacelor circulante în sfera producţiei.

Faţă de metodele indicate în literatura de specialitate, corespunzătoare în cazul unei organizări ideale a producţiei, se prezintă, în cadrul lucrării de faţă, modul de aplicare a calculului corect şi în cazurile reale întîlnite în procesele de producţie.

Aplicarea calculului indicat în aceste cazuri, în afară de importanţa pe care o reprezintă obţinerea unei valori cît mai exacte a ciclului, permite depistarea imediată a oricărei îmbunătăţiri posibile a procesului de producţie :

— mărirea numărului de schimburi pentru anumite locuri de muncă strangulate ;

— includerea unor noi maşini în fluxul tehnologic pentru evitarea operaţiilor suprapuse ;

— restudierea fluxului tehnologic pentru o mai bună repartizare a operaţiilor lungi şi scurte etc.

De asemenea, executarea unui calcul corect permite studierea cauzelor care duc la lungirea ciclului de fabricaţie, indicînd şi soluţiile pentru scurtarea lui.

Măsurile tehnico-organizatorice luate pentru reducerea ciclului de fabricaţie se oglindesc imediat în calcul şi, în acest fel, tinzînd spre reducerea valorii calculate a ciclului de fabricaţie, vor determina şi reducerea fondurilor circulante imobilizate în procesul de producţie.

CZ 621.928.6; 628.83

Studiul comportării cicloanelor în instalaţiile de ventilare

VICTOR VOICU şi ION CURSARU

Verificarea şi cunoaşterea comportării cicloanelor în instalaţiile de desprăfuire a aerului sînt necesare, întrucît studiile şi normele de calcul prezentate în documentaţia de specialitate evidenţiază numai metode empirice de dimensionare a cicloanelor.

Pe de altă parte, cicloanele construite după această documentaţie şi puse în condiţii de funcţionare asemănătoare, dau rezultate foarte diferite sub aspectul eficienţei.

În plus, în diferite întreprinderi, multe cicloane construite după regulile uzuale nu separă corect praful sau alte substanţe din aerul ce trebuie purificat, astfel că nu se atinge scopul urmărit, de protecţie a sănătăţii şi vieţii muncitorilor.

Pentru aceste motive s-a studiat şi s-a proiectat, în cadrul Institutului de igienă şi protecţia muncii, un prototip de ciclon cu dimensiuni medii uzuale, pentru a se putea cerceta, în diferite variante de execuţie, modul de comportare şi eficienţa obţinută.

Elementele constructive şi funcţionale care pot influenţa eficacitatea unui ciclon, de diametru dat, sînt următoarele : lungimea părţii cilindrice a ciclonului ; forma şi unghiul de conicitate a părţii inferioare conice ; lungimea tubului interior ; viteza de intrare în ciclon şi unghiul axului tubului de intrare cu un plan normal pe axul ciclonului.

Literatura de specialitate arată că se pot folosi mai multe metode de calcul pentru cele două elemente de bază ale construcţiei ciclonului : gradul de eficacitate şi pierderea de presiune la trecerea aerului prin ciclon.

De exemplu se stabileşte viteza limită de cădere liberă a particulelor de praf, cum şi mărimea limită a acestora ; ţinînd seamă de procentajul particulelor care depăşesc această limită se calculează gradul de eficacitate.

Se poate calcula intervalul de timp în care o particulă lansată în tubul de intrare atinge peretele ciclonului ; în momentul cînd particula a atins peretele ciclonului, se consideră că este captată şi nu mai are alt drum decît căderea pe verticală. Ţinîndu-se seamă de masa particulei, de viscozitatea gazului şi de viteza tangenţială, se determină gradul de separare.

În cadrul altei metode, se stabileşte o ecuaţie generalizată a gradului de separare, bazată pe analiza dimensională. În felul acesta se obţine o formulă care dă gradul de separare în funcţie de criteriile Froude şi Stokes :

$$r = f\left(\frac{w^2}{gL} \cdot \frac{\gamma_1 d^2 w}{\eta L}\right), \qquad (1)$$

în care :

r este gradul de separare a ciclonului ;
w — viteza particulei, m/s ;
g — acceleraţia gravitaţiei, kgfs^2/m ;
L — o dimensiune caracteristică a ciclonului, m ;
γ_1 — greutatea specifică a particulei, kgf/m^3,
d — diametrul particulei, m ;
η — viscozitatea dinamică a gazului, kgfs/m^2.

Aplicarea acestei formule de calcul este valabilă dacă particulele care circulă în ciclon se supun legii lui Stokes.

Toate metodele de calcul fac unele aproximaţii inevitabile, datorită faptului că anumite elemente ce intră în calcul nu pot fi prinse în mod exact.

Traiectoria reală a particulei de praf este o elice înfășurată pe un con, particula fiind supusă acțiunii a trei viteze : viteza tangențială imprimată de forța de inerție, viteza radială determinată de forța centrifugă și viteza verticală descendentă datorită forței de gravitație.

Se admite că sedimentarea particulelor se face în straturi succesive și că deplasarea se face conform legii lui Newton.

Particula de material, în mișcarea de rotație, este supusă efectului forței centrifuge :

$$F_c = \frac{m\,w^2}{R}, \tag{2}$$

în care F_c este forța centrifugă, kgf ;

m — masa particulei, kgfs^2/m ;

w — viteza tangențială de deplasare a gazului, m/s ;

R — raza cilindrului ciclonului, m.

Această forță este echilibrată de rezistența mediului gazos la deplasarea particulei :

$$F_r = \zeta \cdot A \cdot \frac{w_s^2 \gamma_2}{2g}, \tag{3}$$

în care :

F_r — este forța rezistentă a mediului gazos, kgf ;

ζ — coeficientul de rezistență ;

A — aria secțiunii celei mai mari a particulei, m^2 ;

w_s — viteza de sedimentare a particulei, m/s ;

γ_2 — greutatea specifică a gazului, kgf/m^3.

Forța rezistentă este depășită de forța centrifugă, la limită echilibrîndu-se :

$$F_r = F_s, \tag{4}$$

deci :

$$\frac{m\,w^2}{R} = \zeta \cdot A \cdot \frac{w_s^2 \gamma_2}{2g}. \tag{5}$$

Se înlocuiește valoarea masei m :

$$m = \frac{\pi d^3 \gamma_1}{6g}, \tag{6}$$

unde d este diametrul în m al particulei considerate sferică. Se înlocuiește valoarea ariei A :

$$A = \frac{\pi d^2}{4}, \tag{7}$$

se rezolvă ecuația (5) și se obține :

$$w_s = \sqrt{\frac{4\,d\,\gamma_1 w^2}{3\,\xi\,R\,\gamma_2}}. \tag{8}$$

Dacă particulele în mișcare se deplasează după legea lui Stokes :

$$\zeta = \frac{24}{R_e}, \tag{9}$$

se obține :

$$F_s = 3\,\pi \cdot d \cdot w_s\,\eta. \tag{10}$$

Scriind egalitatea între forța centrifugă și forța de sedimentare conform relației (4), se obține :

$$\frac{m\,w^2}{R} = 3\,\pi\,d \cdot w_s\,\eta. \tag{11}$$

Se înlocuiește și în acest caz valoarea masei m din relația (6) și se ajunge la expresia :

$$w_s = \frac{d^2 \gamma_1 w^2}{18\,\eta\,Rg}. \tag{12}$$

Considerînd formulele (8) și (12), se constată că în primul caz viteza de sedimentare crește liniar cu viteza gazului, pe cînd în cazul al doilea crește cu pătratul vitezei gazului.

Este dovedit experimental că viteza cea mai favorabilă pentru intrare în ciclon este cuprinsă între 15 și 25 m/s. Determinarea razei ciclonului pe baza considerațiilor teoretice de mai sus se face în modul indicat în continuare. Se notează cu :

s — distanța măsurată pe rază pe care o parcurg în ciclon particulele aflate în suspensie în gaz, pînă la depunere pe peretele ciclonului, m ;

R — raza ciclonului, m ;

φ — unghiul corespunzător traseului parcurs de curentul de gaz în ciclon, rad ;

w — viteza tangențială a gazului, m/s ;

t — timpul ce corespunde trecerii gazului prin ciclon, s.

Distanța parcursă de particulele de gaz în interiorul ciclonului este :

$$wt = R\varphi, \tag{13}$$

deci :

$$t = \frac{R\varphi}{w}. \tag{14}$$

Drumul parcurs, în direcția razei, de particulele care se depun este :

$$s = w_s\,t. \tag{15}$$

Din relațiile de mai sus rezultă :

$$s = 0{,}0555\,\frac{\gamma_1 d^2 \varphi\,w}{\eta g}. \tag{16}$$

Dacă distanța s este dată, viteza tangențială se calculează din expresia (16). Această expresie este stabilită pe baza relației Stokes și este valabilă numai în domeniul în care relația Stokes este valabilă. Cînd sedimentarea se face cu forță centrifugă se poate admite că relația Stokes este valabilă între limitele în cadrul cărora :

$$wd = 300 - 750, \tag{17}$$

d fiind considerat în μm.

Pentru calculul ciclonului se folosesc notațiile următoare:

n — numărul de rotații complete ale gazului în ciclon;
w_i — viteza de intrare în ciclon, m/s;
γ_1 — greutatea specifică a particulei solide, kgf/m³;
γ_2 — greutatea specifică a fluidului, kgf/m³;
η — viscozitatea dinamică a gazului, kgf/m²;
α — unghiul spiralei logaritmice, rad;
d_e — diametrul suprafeței limită, m;
w_r — componenta radială a vitezei, m/s;
w_t — componenta tangențială a vitezei, m/s;
R_i — raza medie de rotație la intrare, m.

Formula Rosin — Rommler — Intelman indică:

$$d_{min} = 3\sqrt{\frac{g}{\pi}\cdot\frac{\eta}{\gamma_1 w_i}\cdot\frac{b}{n}\left(1-\frac{h}{d_e}\right)}, \qquad (18)$$

iar formula Mühlrad:

$$d_{min} = \frac{3}{4}\sqrt{\frac{3}{\pi}\cdot\frac{\eta}{\gamma_1 w}\cdot\frac{d_e^2}{R_i\, n}\cdot\frac{1-k^4}{1+k+2}}, \qquad (19)$$

în care:

$$k = \frac{d_i}{d_e};$$

formula Davies:

$$d_{min} = \frac{3}{4}\sqrt{\frac{g}{2}\cdot\frac{\eta}{\gamma_1 w}\cdot\frac{d_e^2}{4}(1-k^4)}; \qquad (20)$$

formula lui Feifel:

$$d_{min} = 3\sqrt{\frac{g}{2}\cdot\frac{\eta}{\gamma_1 w}\cdot\frac{d_w^2}{R_i}\operatorname{tg}\alpha}, \qquad (21)$$

în care:

$$\operatorname{tg}\alpha = w_r/w_t;$$

formula Ter — Linden:

$$d_{min} = 3\sqrt{g\cdot\frac{\eta}{\gamma_1}\cdot\frac{\Sigma\, d\, w_r}{w_t^2}}, \qquad (22)$$

şi formula Bratu:

$$d_{min} = 3\sqrt{\frac{g}{\pi 4}\cdot\frac{\eta}{\gamma_1}\cdot\frac{d_e}{n w_t}}. \qquad (23)$$

Cu tot aspectul diferit al formulelor indicate se obțin totuși valori destul de apropiate. În fiecare formulă sînt făcute ipoteze simplificatoare asupra relațiilor matematice care ar ține seamă de turbulența din interiorul ciclonului. Dacă valoarea lui k se micşorează, în majoritatea cazurilor valoarea gradului de separare a ciclonului scade. La același rezultat se ajunge dacă se mărește diametrul exterior d_e al ciclonului.

Mărirea înălțimii H a ciclonului conduce la mărirea numărului de rotații n și are drept efect sporirea pierderilor de presiune în ciclon. Parametrii principali de funcționare sînt considerați sub diferite forme reprezentînd: viteza, temperatura gazului și greutatea specifică a particulelor solide. Acești parametri pot fi cuprinși într-un factor:

$$f = \sqrt{\frac{\eta}{\gamma_1 w_i}}. \qquad (24)$$

Cu ajutorul acestui factor de corecție se poate calcula un coeficient de corecție aplicabil în cazul schimbării parametrilor.

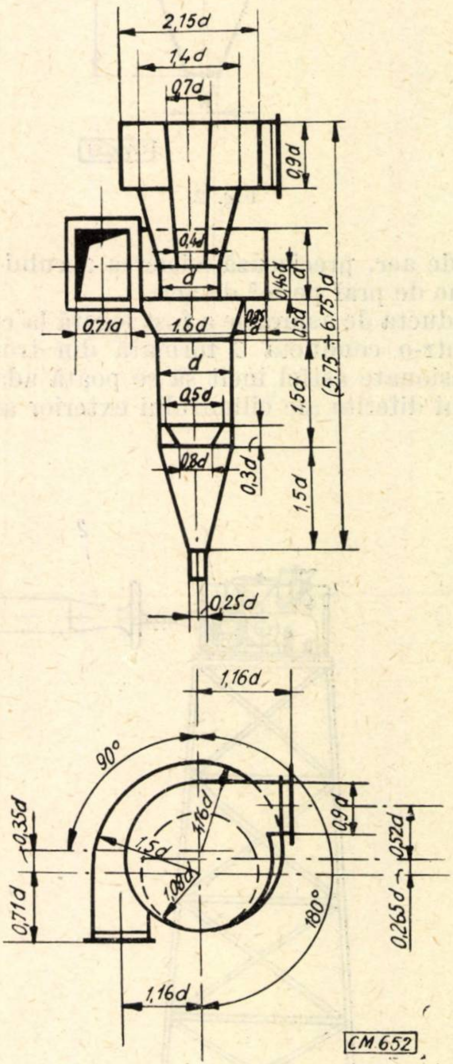


Fig. 1

Pe baza normelor indicate s-a construit un ciclon prototip cu dimensiunile arătate în figurile 1 și 2.

Ciclonul a fost montat pentru experimentare în cadrul unei instalații conform schemei generale din figura 3.

Alimentarea cu praful necesar pentru vicierea aerului a fost făcută cu dozatorul special de praf *1*, construit la Institutul de igienă și protecția muncii. Cu ajutorul acestuia s-a trimis, în conducta de aspiraţie a ventilatorului prin trompa de aspiraţie *2*, o cantitate constantă de praf în unitatea de timp, care, raportată la debitul de aer, precizează vicierea aerului în miligrame de praf pe m³ de aer.

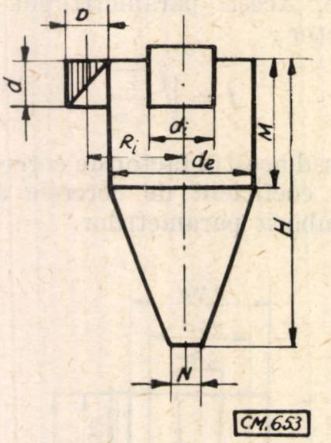


Fig. 2

Conducta de aspiraţie a fost legată la ciclonul *5* printr-o conductă *3* formată din tronsoane dimensionate astfel încît să se poată adapta la lungimi diferite ale cilindrului exterior al ciclonului, experienţele fiind făcute tocmai în scopul examinării efectului diferitelor lungimi ale cilindrului asupra gradului de curăţare.

Pe acelaşi principiu a fost construită şi conducta de ieşire din ciclon *6*. Pe această conductă s-au montat două sonde *11* pentru preluarea aerului viciat, cu ajutorul a două împingeri, şi care a fost absorbit de o pompă de vid *8*; pentru controlul debitului absorbit au fost montate reometrele *7*, conductele de legătură fiind din cauciuc, prevăzute cu ventile de reglaj. Debitul total a fost măsurat cu gazometrul *9*.

Un tub Pitot cu manometrul *12* a fost folosit pentru determinarea valorii presiunii dinamice, necesară pentru calculul debitului efectiv de aer şi pentru precizarea gradului de viciere a aerului după trecerea prin ciclon.

La experimentare s-a avut în vedere ca viteza în sondele de aspiraţie ale împingerilor să fie egală cu viteza de pe conducta generală din care se face absorbţia aerului viciat, spre a se evita o modificare a concentraţiei prafului.

Împingerile *10* au fost încărcate cu apă distilată şi alcool. După evaporarea lichidului, se cîntăreşte praful reţinut, cu ajutorul balanţelor analitice.

Pentru fiecare experienţă s-a procedat la o atentă curăţare a ciclonului, conductelor şi buncărului *4*, prin scuturare mecanică, cu ajutorul unui ciocan de lemn, a tuturor porţiunilor din instalaţie, sub un curent puternic de aer determinat de ventilatorul *13*.

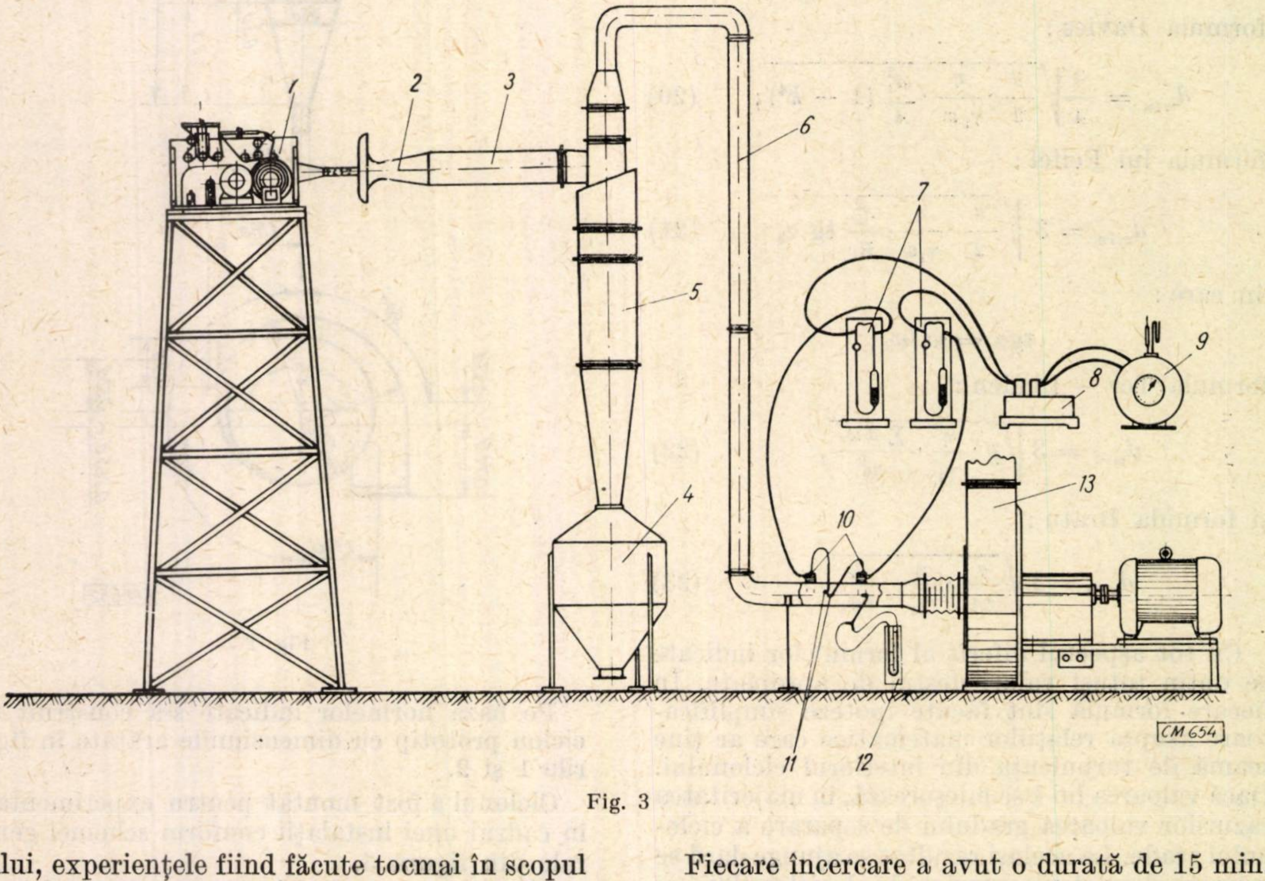


Fig. 3

Fiecare încercare a avut o durată de 15 min. Dozatorul şi instalaţia de captare a aerului viciat au fost pornite şi oprite simultan, fiind manevrate de doi operatori, evitîndu-se astfel eventualele erori.

Debitul de aer al ventilatorului a fost stabilit cu ajutorul dispozitivului *12*. În funcţie de acest debit s-a reglat şi debitul pompei de vid, pentru a se obţine egalitatea vitezelor pe conducta generală şi în sonde.

Concentraţia de praf iniţială după dozator a fost stabilită pe baza relaţiei :

$$C_i = \frac{G_1}{V_1},$$

în care :

C_i este concentraţia iniţială de praf, gf/m³ ;
G_1 — greutatea totală a prafului debitat de dozator în timpul încercării, gf ;
V_1 — volumul de aer aspirat de ventilator în acelaşi interval de timp, m³.

Cantitatea de praf G_1 dată de dozator a fost stabilită cu uşurinţă prin cîntărirea prealabilă, precisă, a prafului conţinut în alveolele discurilor, pentru fiecare fel de praf ; la alegerea turaţiei discului s-a cronometrat exact timpul cît durează o rotaţie completă, astfel încît s-a putut calcula exact cantitatea de praf debitată în intervalul de 15 min, cît a durat fiecare încercare.

Concentraţia finală, după trecerea prin ciclon, a fost stabilită cîntărind praful captat şi măsurînd debitul de aer absorbit prin sondele de preluare. Concentraţia finală este dată de relaţia :

$$C_f = \frac{G_2}{V_2},$$

în care :

C_f este concentraţia finală de praf, gf/m³ ;
G_2 — greutatea totală a prafului reţinut în timpul încercării, gf ;
V_2 — volumul de aer aspirat de pompa de vid şi măsurat cu ajutorul gazometrului, m³.

Gradul de eficacitate pentru curăţarea aerului la trecerea prin ciclon este :

$$r = \frac{C_i - C_f}{C_i} \cdot 100\,\%.$$

În funcţie de metodica de calcul indicată au fost stabilite gradele de eficacitate ale ciclonului în cadrul diferitelor încercări, rezultatele obţinute apărînd pe diagramele din figurile 4, 5 şi 6.

Încercările au fost efectuate pentru patru variante constructive, în scopul determinării elementelor de bază ale ciclonului.

Variantele constructive au rezultat, în funcţie de lungimile cilindrilor exteriori şi interiori :

— cilindrul exterior — 1 140 mm, cilindrul interior — 1 460 mm, conul cilindrului — 1 200 mm (fig. 4) ;

— cilindrul exterior — 1 140 mm, cilindrul interior — 1 000 mm, conul cilindrului — 1 200 mm (fig. 4) ;

— cilindrul exterior — 760 mm, cilindrul interior — 1 000 mm, conul cilindrului — 1 200 mm (fig. 5) ;

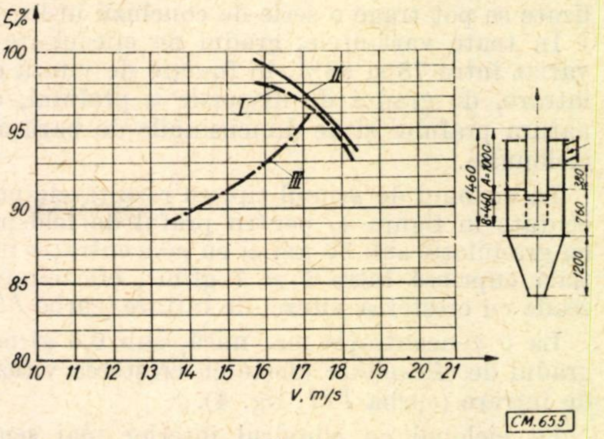


Fig. 4

— cilindrul exterior — 380 mm, cilindrul interior — 1 000 mm, conul cilindrului — 900 mm (fig. 6).

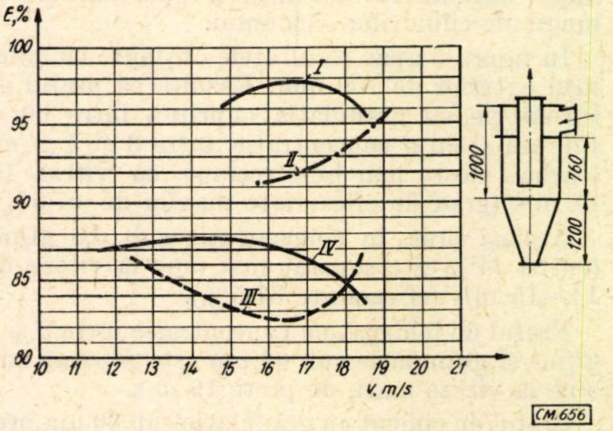


Fig. 5

Praful folosit în cadrul încercărilor a prezentat diferite provenienţe şi granulaţii : praf de feldspat sub 60 µm ; praf de ciment, sub 60 µm

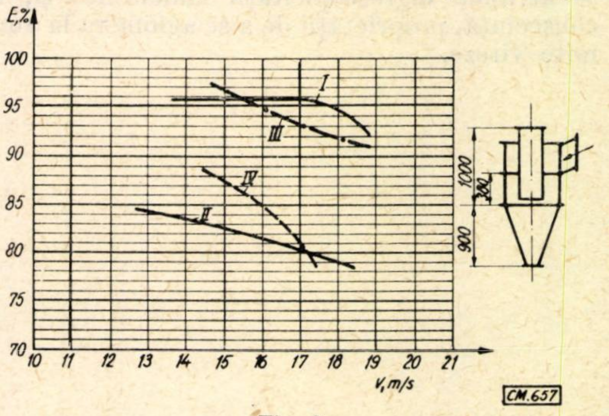


Fig. 6

şi praf de nisip de turnătorie, folosit în două variante, cu granulaţia între 60 şi 120 µm şi sub 60 µm.

Concentrațiile folosite au variat între 400 și 7 000 mgf/m^3.

Din examinarea rezultatelor experiențelor realizate se pot trage o serie de concluzii utile.

În toate variantele, gradul de eficacitate a variat între 78 și 98%, în funcție de viteza de intrare, de gradul de dispersie a prafului, de natura prafului și de dimensiunile de bază ale ciclonului.

La ciclonul de primul tip, cu rezultatele prezentate în figura 4, pentru praful de feldspat cu granulație sub 60 μm și cu concentrația inițială cuprinsă între 5 și 7 gf/m^3, eficacitatea scade cu creșterea vitezei de intrare (curba *II*).

La o concentrație mai mică, sub 0,6 gf/m^3, gradul de eficacitate crește cu creșterea vitezei de intrare (curba *III*, fig. 4).

La ciclonul cu cilindrul interior mai scurt (1 000 mm), gradul de eficacitate scade cu creșterea vitezei (curba *I*), curba respectivă avînd o alură similară cu a curbei *II*, însă pentru grade de eficacitate mai mici; rezultă o consecință importantă în privința alegerii raportului dintre lungimile cilindrilor ciclonului.

În figura 5 apar rezultatele obținute cu cilindrul exterior de 760 mm. Rezultă că praful de turnătorie cu granulația cuprinsă între 60 și 120 μm și cu o concentrație între 3 și 5 gf/m^3 (curba *I*) este mai bine reținut cu viteza de 17 m/s (grad de eficacitate maxim de 97,5%).

Același praf, în concentrație sub 0,8 gf/m^3 (curba *IV*), este separat mai bine la viteza de 14–15 m/s (eficacitate 87,5%).

Praful de feldspat cu concentrație între 3 și 4 gf/m^3 și granulație sub 60 μm este separat mai bine la viteze mari, de peste 19 m/s.

Praful de ciment cu granulație sub 60 μm prezintă o particularitate deosebită : separația este mai bună la viteze sub 13 m/s și peste 17 m/s; în intervalul 13–17 m/s separarea se face cu o eficacitate mai redusă (curba *III*). Fenomenul se atribuie higroscopicității cimentului și, în consecință, proprietății de a se aglomera la anumite viteze.

În figura 6 se prezintă rezultatele obținute cu ciclonul avînd cilindrul exterior scurtat la 380 mm, tubul interior avînd lungimea de 1 000 mm, iar partea conică de 900 mm.

Curba *I* reprezintă variația eficacității pentru praful de feldspat cu granulația de 60 μm, cu concentrația de 3–4 gf/m^3. Se vede că eficacitatea este aproape constantă la viteze de 14–18 m/s. La viteze mai mari, eficacitatea scade de la 96% la 93%.

Același praf, folosit în concentrații mici, sub 0,6 gf/m^3, determină o eficacitate variabilă între 84 și 78%, o dată cu creșterea vitezei (curba *II*).

Praful de turnătorie cu granulație sub 60 μm, introdus într-o concentrație de circa 1 gf/m^3, se separă mai bine la viteza de 15 m/s; cu creșterea vitezei, eficacitatea scade (curba *III*).

Cimentul duce la aceleași rezultate ca și la forma precedentă de ciclon (curba *IV*), eficacitatea scăzînd cu creșterea vitezei.

În rezumat, din experiențele făcute rezultă că :

— praful de feldspat și nisip de turnătorie, în concentrație mare, pînă la 7 gf/m^3, este bine separat, cu grad de eficacitate pînă la 99% în ciclonul cu cilindrii exterior și interior lungi, deci pentru un parcurs maxim în interiorul ciclonului; același praf, ca și cel de ciment, se separă cu o eficacitate mai redusă în concentrații mai mici;

— eficacitatea se micșorează la scurtarea cilindrilor;

— în majoritatea cazurilor, eficacitatea scade cînd viteza crește peste 19 m/s; rezultă concluzia că la aceste tipuri de cicloane viteza optimă corespunde unei valori aproximative de 18 m/s.

În general, se poate conchide că tipul de ciclon cel mai indicat este cel din figura 4. În plus, rezultă că cea mai mare eficacitate se obține pentru concentrații mari (6–7 gf/m^3) și pentru viteze care nu depășesc 18 m/s.

CZ 629.12:667.637.4:699.81

Ignifugarea materialelor inflamabile în cadrul construcţiei navelor

ION SOŞEA ŞI MIHAI ONICĂ

Tehnica actuală a construcţiilor navale tinde să realizeze nave cu performanţe din ce în ce mai ridicate, asigurînd în acelaşi timp şi un grad ridicat de siguranţă în exploatare. Alături de alte măsuri, în prezent se acordă o mare atenţie siguranţei navigaţiei şi sub aspectul protecţiei contra incendiilor.

În execuţia construcţiilor navale, pe lîngă materiale metalice, este folosit un volum însemnat de materiale care prezintă proprietatea fie de a arde, fie de a emite vapori inflamabili. Materialele combustibile de care nu se pot încă dispensa construcţiile navale sînt: lemnul cu produsele derivate, textilele şi materialele plastice.

Materialele lemnoase prezintă o pondere importantă în execuţia lucrărilor de căptuşire a magaziilor de mărfuri şi a cabinelor, cum şi în execuţia mobilierului sau a altor obiecte de inventar. Trebuie menţionat că, în limita posibilităţilor, s-a extins progresiv utilizarea mobilierului şi ambarcaţiunilor metalice, fără însă a se elimina complet lemnul de la bordul navei.

Materialele textile sînt la fel de indispensabile în dotarea navelor, utilizîndu-se din ce în ce mai mult textilele necombustibile, a căror gamă de sortimente industriale nu este încă satisfăcătoare.

Materialele plastice, căpătînd extindere tot mai mare în lucrările de finisare şi dotare, au ridicat problema alegerii sorturilor cu rezistenţă mărită la foc.

În legătură cu problema securităţii personalului navigant şi a pasagerilor de pe navele Republicii Socialiste România trebuie precizat că statul nostru a aderat la Convenţia internaţională pentru ocrotirea vieţii umane pe mare (Londra 1960), angajîndu-se prin aceasta să respecte în construcţia navelor anumite reguli, printre care şi prescripţiile speciale pentru protecţia contra incendiului.

Studiul posibilităţilor de reducere a pericolului de incendiu pe nave a devenit o preocupare de primă importanţă pentru cîteva şantiere navale din ţară, printre care se numără şi sectorul naval al Uzinei Mecanice Turnu-Severin.

În urma studiilor făcute şi a consultării materialului documentar existent în această problemă, U.M.T.S. a trecut la aplicarea pe scară industrială a unor procedee de ignifugare a materialului lemnos (cherestea, placaje), a plăcilor fibrolemnoase şi a textilelor. De asemenea, a rezolvat şi unele aspecte în legătură cu problema materialelor de izolaţie termoacustică, prin folosirea unor materiale poroase noi incombustibile, după o tehnologie similară cu cea aplicată anterior la Şantierul Naval Galaţi şi Şantierul Naval Olteniţa.

Ignifugarea lemnului, pentru o serie de aplicaţii industriale, se rezumă la tratamente de suprafaţă, prin aplicare de vopsele sau tencueli ignifuge. Aceste procedee, deşi determină întîrzierea apariţiei şi propagării flăcării, nu sînt corespunzătoare, deoarece peliculele ignifuge nu permit aplicarea unei finisări de calitate, necesară la nave. În plus, durabilitatea straturilor aplicate este mică în condiţiile solicitărilor specifice: vibraţii, climat marin etc.

Procedeul de ignifugare în profunzime, indicat de literatura tehnică de specialitate, convine însă construcţiilor navale, unde se impune ca materialul ignifugat să poată fi supus uscării şi să se preteze la prelucrări ulterioare (încleiere, vopsire şi lustruire decorativă) în mod similar tehnologiei pentru materialele naturale neimpregnate.

Pentru elementele din lemn, din componenţa navelor, se prevede condiţia ca sub acţiunea sursei de căldură să apară o carbonizare locală, fără însă ca flacăra apărută să se poată propaga pe suprafaţa elementului, independent de durata acţiunii sursei. Practic, după îndepărtarea sursei de căldură arderea cu flacără trebuie să înceteze în maximum 30 s, iar punctele de foc, după alte 30 s.

Procedeul aplicat la U.M.T.S. a dat rezultate bune şi, ulterior, a fost confirmat şi de încercările I.N.C.E.F. El constă în impregnarea în profunzime în masa lemnoasă, prin metoda vid-presiune, a unui amestec de substanţe chimice în soluţie. O dată cu substanţele ignifugante se introduc şi săruri fungicide.

Soluţia de impregnare este alcătuită din: 6% diamoniu fosfat $(NH_4)_2HPO_4$; 6% sulfat de amoniu $(NH_4)_2SO_4$, iar restul apă.

Pentru protecţia antiseptică se adaugă şi 2% fluorură de sodiu la soluţia preparată.

Pentru realizarea ignifugării s-a construit în uzină o instalaţie specială prezentată schematic în figura 1.

Instalaţia are o autoclavă de impregnare *1*, pentru o presiune de 16 kgf/cm^2. Pentru construcţia respectivă s-a folosit oţel carbon obişnuit (OL 42—STAS 500-49). Deşi iniţial se preconizase folosirea oţelului inoxidabil, s-a recurs la oţel nealiat, coroziunea fiind evitată datorită sărurilor fosfatice din soluţia ignifugantă, care realizează o uşoară fosfatare a virolelor rezervorului pe suprafeţele în contact cu soluţia. Autoclava este prevăzută cu supapă de siguranță, capac etanș, prize de vid, de umplere, de golire și racorduri pentru termometru și manometru. Încălzirea se face printr-o serpentină cu abur, șarja de ignifugat fiind întrodusă cu ajutorul unui cărucior.

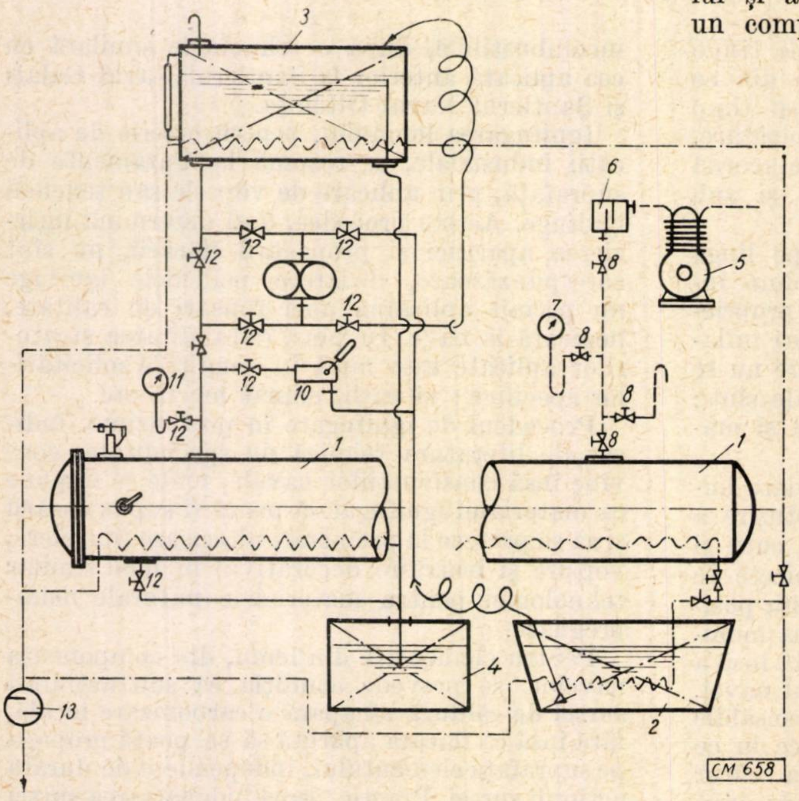


Fig. 1

Cada *2*, pentru realizarea soluției, are o capacitate de 2,5 m^3 și este, de asemenea, prevăzută cu serpentină de încălzire.

Rezervorul de alimentare *3*, cu o capacitate de 2,5 m^3, este așezat la o înălțime de 2,5 m și prevăzut cu serpentină de încălzire, sticlă de nivel, priză de umplere — golire, preaplin și aerisire.

Rezervorul pentru golire *4* este prevăzut cu priză de umplere și priză cu sorb pentru evacuare. Rezervorul este plasat sub nivelul autoclavei.

Compresorul utilizat pentru efectuarea vidului și acționat cu un electromotor mic este un compresor de autocamion SR.

Instalația de legătură dintre compresor și autoclavă (linie întreruptă) cuprinde : filtrul *6*, manometrul de depresiune *7* și ventilele *8*. Circulația soluției ignifuge se realizează printr-o instalație (linie continuă) care cuprinde : pompa cu angrenaje Q (1,6 m^3/h), pompa manuală.

În circuitul circulației aburului (linie-punct) apare o oală de condensație *13*.

La aplicarea tehnologiei de ignifugare prin procedeul vid-presiune s-a ținut seamă de esența materialului lemnos supus tratamentului și de grosimea respectivă. Pentru asigurarea unei bune pătrunderi s-a elaborat, în funcție de esență și grosime, tabela 1, care precizează regimul de lucru corespunzător.

Verificarea adîncimii de pătrundere se efectuează prin sondaj.

Pentru determinare se folosește o soluție de 4% benzidină, 15% acid acetic, restul apă curată.

Determinarea adîncimii de pătrundere se efectuează la temperatura de 20°C pe probe de material ignifugat, tăiate transversal din rigla sau scîndura tratată. Cu soluția de determinare se pensulează secțiunea probei, iar colorația roșu-cărămiziu apărută după pensulare indică adîncimea de pătrundere. Consumul de soluție este de 800 ml/m^2.

Calitățile ignifuge ale materialului impregnat se verifică după uscare la 15% umi-

Tabela 1

Esența	Grosimea pieselor, mm	Umiditate inițială, maximă, %	Depresiune		Presiune	
			coloană Hg, mm	durata procesului, h	kgf/cm^2	durata procesului, h
Fag, anin, mesteacăn	sub 38		650	0,5	8–9	2–3
	38–80	15	680	0,5	9–10	3–4
Pin	sub 38	15	650	0,5	12–13	3–4
Pin (duramen)	sub 38	15	650	1	15–16	15–16
	38–80		680	1	15–16	16–18
Molid, brad	sub 38	15	650	1	10–12	8
	38–80		680	1	10–12	10
Frasin	sub 38	15	650	1	12–13	10–11
	38–80		680	1	12–15	10–12
Stejar	sub 38	15	650	1	15–16	15–16
	38–80		680	1	15–16	15–20

ditate, pe epruvete detașate din lotul respectiv.

Se alege un număr de 20 bucăți epruvete sub formă de riglete cu dimensiunile 10 × 10 × × 150 mm. Acestea se așază în stivă (cîte 4 bucăți distanțate la 34 mm într-un rînd), rîndurile succesive fiind așezate perpendicular.

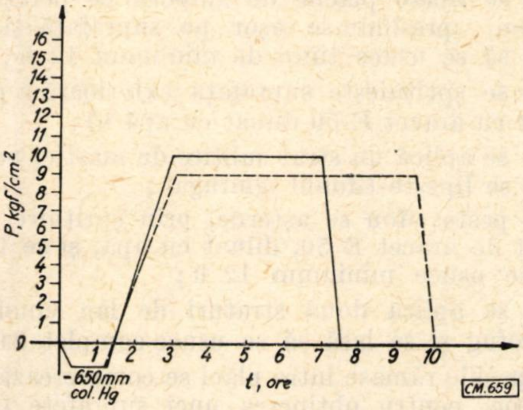


Fig. 2

Ca sursă de căldură se ia un creuzet de laborator nr. 3, cu diametrul de 93 mm, în care se pun 10 ml benzină. Creuzetul se așază la 50 mm sub primul rînd de riglete și se dă foc benzinei.

După ce arde toată benzina se măsoară cu cronometrul timpul în care rigletele ard cu flacără și apoi timpul cît se mențin punctele de foc.

Pentru aplicarea corespunzătoare a procesului de îmbibare, s-au elaborat diagrame de regim pentru cîteva esențe de lemn mai uzuale: cherestea de molid (fig. 2) și cherestea de stejar (fig. 3). În cadrul diagramelor menționate, liniile continue reprezintă grosimi sub 38 mm, iar cele întrerupte, între 38 și 80 mm.

Procesul tehnologic de ignifugare decurge în ordinea următoare: uscarea materialului lemnos pînă la umiditatea maximă de 15%; cîntărirea lotului de material și încărcarea pe vagonetul autoclavei; introducerea încărcăturii (circa 3 m³) în autoclavă, cu vagonetul respectiv și închiderea capacului etanș; aplicarea depresiunii de 650 mm col. Hg și pregătirea soluției ignifugante (circa 2,3 m³); transvazarea soluției în rezervorul *3* și încălzirea la 70°C; umplerea autoclavei, la început sub vacuum continuu, apoi, după umplere, izolînd autoclava de instalația de vacuum; impregnarea încărcăturii cu soluție ignifugantă la presiunea de regim indicată; reducerea treptată a presiunii (circa 30 min) după impregnarea și descărcarea soluției din autoclavă în rezervorul de recuperare; scoaterea șarjei din autoclavă, după scurgerea completă a soluției; determinarea impregnării prin cîntărire și trecerea materialului în uscătorie (impregnarea este corespunzătoare pentru un consum de 550 kgf soluție pentru 1 m³ de lemn); lichidul scurs din autoclavă este adus în cada de dizolvare și regenerat cu soluție proaspătă.

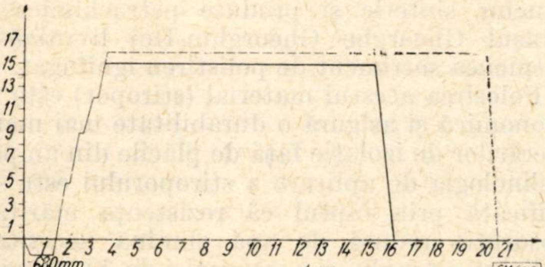


Fig. 3

Din cele menționate reiese că nu se pierde, teoretic, nimic din soluția de ignifugare.

Întrucît în componența soluției (antipiren nr. 13) intră și fluorura de sodiu, care este otrăvitoare, este necesar ca apa de spălare a instalației și a rezervoarelor să fie evacuată în rețeaua de canalizare, după o neutralizare prealabilă. Neutralizarea se va face într-un mic bazin (1,0 × 1,2 × 1,5 m), unde se adaugă, la fiecare șarjă, circa 10—15 l lapte de var. Evacuarea din bazinul de neutralizare se face printr-o vană cu sertar.

Ca măsuri de tehnica securității muncii se preconizează ca operatorul să aibă echipament de protecție (șorț, cizme, mănuși de cauciuc), iar la prepararea soluției să poarte ochelari de protecție, evitînd orice contact direct cu soluția.

În completare la cele expuse privind ignifugarea materialului lemnos, trebuie adăugat că materialele fibrolemnoase (PFL) sau cele aglomerate (PAL) se supun ignifugării prin metoda stratului superficial.

Pentru ignifugare prin acest procedeu se șprițuiește suprafața brută a plăcii de ignifugat cu soluție diasil *A* și *B*, iar după zvîntare se șprițuiește cu o soluție formată din 8,5 kgf silicat de sodiu la 1,5 kgf apă; peste stratul umed încă se așterne un strat subțire dintr-un amestec de 55 kgf ciment, cu 45 kgf praf de cretă, cernut prin sită cu ochiuri de 0,5 mm, și după o oră se mai șprițuiește încă o dată suprafața cu soluția din silicat de sodiu cu apă. Supus uscării timp de 5 h, stratul depus este rezistent la apă și la foc.

Desigur, ignifugarea prin acest procedeu nu este însă cea mai eficientă, soluționarea definitivă fiind realizată prin semifabricate ignifugate în structură, chiar de la furnizor.

Pentru construcțiile navale cu mare periclitate la incendiu (tancuri petroliere), uzina a realizat și ignifugarea materialelor textile: lenjerie de pat, covoare, perdele, cuverturi etc.

Ignifugarea s-a realizat prin imersare într-o soluție formată din: 45% acid boric industrial, 35% clorură de amoniu industrială, 25% hidrat de amoniu, 3% clei de tîmplărie dizolvat în prealabil. Consumul specific este de 2,8 l soluţie pentru 1 kgf material textile.

Dizolvarea componenţilor se face în apă caldă, la 75°C, într-o cadă de lemn.

Materialele supuse ignifugării sînt scufundate în soluţie pe o durată ce depinde de materialul respectiv. Astfel, ţesăturile din bumbac sînt imersate timp de 30 – 40 min, iar cele din lînă, timp de 6 – 7 min. După aceasta, ţesăturile sînt stoarse, uscate în mod natural şi apoi călcate cu fierul de călcat, nu prea fierbinte.

Tratamentul indicat conferă calităţi ignifuge numai pînă la primul spălat, după care procedeul trebuie repetat. Soluţia rămasă de la operaţia de ignifugare îşi conservă eficacitatea timp de peste 6 luni, dacă este păstrată în vase de lemn închise.

Materialele plastice utilizate la construcţiile de nave sînt folosite mai mult pentru izolaţii (de tip ampora sau polistiren expandat).

Ampora prezintă calităţi bune în ce priveşte comportarea la foc.

Timp de mai mulţi ani, uzina a aplicat cu succes plăci ignifugate din ampora la izolaţiile interioare ale cabinelor. Materialul, produs în ţară, asigură calităţi izolante termice şi fonice foarte bune. La acestea, pe lîngă greutate specifică mică şi prelucrabilitate uşoară, cu scule obişnuite de tîmplărie, se adaugă buna comportare la foc (nu arde şi nu degajă vapori inflamabili).

Materialul se prezintă în blocuri din care se taie cu uşurinţă plăci la grosimea corespunzătoare. Prezintă însă două dezavantaje: rezistenţă mecanică redusă şi absorbţie mare de apă.

Pentru folosirea amporei la izolaţiile cabinelor de nave, unde apar vibraţii şi atmosfera este umedă, s-au căutat diferite procedee pentru a se asigura plăcilor o comportare corespunzătoare.

În acest scop, plăcile din ampora, aplicate pe pereţi, au fost armate la exterior cu tifon ignifugat, aplicîndu-se peste acesta, prin pulverizare, straturi de aracet şi vinoflex, care îi conferă şi impermeabilitatea necesară.

Succint, tehnologia de izolare cu ampora a unei cabine decurge astfel:

— pregătirea prin decupare a plăcilor la dimensiunile dintre montanţii pereţilor de izolat; se procedează apoi la ignifugarea tifonului şi uscarea lui;

— se verifică sudarea plăcuţelor de fixare ale căptuşelii ce se aplică peste izolaţie şi grundul superficial;

— se montează scheletul din lemn ignifugat şi se efectuează degresarea suprafeţelor, pentru a nu prezenta urme de ulei, pete etc.;

— se prepară masticul de lipire (aracet E 50 – 60% şi azbest praf – 40%); amestecul se pregăteşte în cantitate corespunzătoare folosirii pentru două ore, socotind un consum specific de 2,3 kgf mastic pentru 1 m² de suprafaţă;

— se lipesc plăcile de ampora pe pereţi şi plafon, presîndu-se uşor pe suprafaţă şi se lasă să se usuce timp de minimum 12 h;

— se şpriţuieşte suprafaţa exterioară a plăcilor cu aracet E 50 diluat cu apă 1/1;

— se aplică un strat subţire de mastic, peste care se lipeşte tifonul ignifugat;

— peste tifon se aşterne, prin şpriţuire, un strat de aracet E 50, diluat cu apă, şi se lasă să se usuce minimum 12 h;

— se aplică două straturi de lac vinoflex hidrofug şi se lasă să se usuce complet 24 h.

Spaţiile rămase între plăci se completează cu mastic, pentru obţinerea unei suprafeţe continue.

În timpul lucrului se asigură o bună ventilaţie, evitîndu-se flăcările sau scînteile, gazele emanate fiind inflamabile. Operatorii trebuie să poarte mănuşi şi să evite inhalarea gazelor de formaldehidă şi diluanţi, care se degajează.

Izolaţia astfel realizată este ignifugă şi hidrofugă.

La proba de expunere la foc a izolaţiei realizate, flacăra formată s-a stins după maximum 40 s, iar la proba de hidrofugare, placa de izolaţie de 200 × 200 × 35 mm, imersată în apă timp de 24 h, a absorbit sub 0,5 g apă.

Materialele folosite sînt procurate din ţară, cu excepţia lacului vinoflex.

Acest tip de izolaţie, utilizat şi în alte şantiere, a fost aplicat cu succes în cadrul U.M.T.S. la cargourile de 1 600 tdw, şi la şlepurile de 1 000 t, trase şi împinse, la şalupele de 300 CP etc.

Polistirenul expandat este un alt material plastic, introdus recent pentru lucrările de izolaţii la cabinele navelor. Combinatul de cauciuc sintetic şi produse petrochimice din Oraşul Gheorghe Gheorghiu-Dej livrează un asemenea sortiment de polistiren ignifugat.

Folosirea acestui material (stiropor) este mai economică şi asigură o durabilitate mai mare a lucrărilor de izolaţie faţă de plăcile din ampora. Tehnologia de aplicare a stiroporului este simplificată prin faptul că rezistenţa mărită şi absorbţia redusă de apă elimină necesitatea aplicării tifonului şi a operaţiei de hidrofugare.

Costul izolaţiei cu polistiren expandat ignifugat revine cu 15% mai ieftin decît izolarea cu ampora ignifugată.

Documentare

Valorificarea termodinamică a pierderilor în transformările tehnice ale energiei. Z. Rant. În: Brennstoff-Wärme-Kraft, nr. 9, 1964.

Există două forme de energie: aceea transformabilă şi aceea netransformabilă. Pentru unele tipuri de energie, ca de pildă energia internă sau căldura, transformabilitatea depinde şi de condiţiile termodinamice ale mediului ambiant. Unul din tipurile cele mai uzuale de procese de transformare a energiei este acela în care intervine lucrul mecanic.

De cîţiva ani, s-a dat energiei transformabile numele de exergie, uneori şi de energie utilizabilă.

Energia netransformabilă n-a făcut obiectul unor preocupări mai susţinute pînă recent, cu toate că poate avea utilizări tehnice. Ea a fost numită anergie.

Unele energii sînt constituite numai din exergie, ca de exemplu, energia curentului electric, cea potenţială etc., după cum altele se compun numai din energie, ca de pildă energia internă termică a mediului ambiant. Aceste forme de energie se pot găsi şi asociate, ca în energia internă a unei substanţe care nu se află în echilibru termodinamic cu mediul ambiant, de exemplu aburul evacuat din turbină.

Cît timp o cantitate dată de exergie nu este total transformată în energie, ea este susceptibilă de transformări, dar acest proces se sfîrşeşte cînd transformarea este totală, ceea ce arată că fenomenul este ireversibil.

Sursele naturale de exergie sînt constituite de către combustibili, elementele fisibile, radiaţia solară, energia hidraulică şi cea eoliană etc. Exergia combustibililor este uşor folosibilă şi calculabilă. La celelalte surse de energie primară se impune o transformare preliminară mai mult sau mai puţin costisitoare.

O sursă inepuizabilă de energie este mediul ambiant. Anergia poate proveni din exergie printr-un proces ireversibil. În acest caz, costul anergiei este legat de acela al exergiei pe care îl încarcă. Se înţelege că, în acest caz, producerea de anergie este neavenită în procesele de producere a lucrului mecanic. Se pot întocmi diagrame care să ilustreze partea care revine exergiei şi aceea care revine anergiei, cu avantajul de a pune în evidenţă partea care revine anergiei din energia pierdută, constituent necesar al energiei utilizate într-un mare număr de procese, dintre care cel mai curent este încălzirea.

Diagramele combinate de flux exergie-anergie pot fi stabilite pentru diferite procese la toate stadiile lor, ceea ce permite de a stabili ceea ce se înţelegea prin randament energetic efectiv şi care reprezintă raportul exergie-anergie.

Lucrarea dă cîteva exemple de aplicaţie.

Astfel, se tratează cazul unei centrale termice cu vapori la 380 ata, grupul fiind echipat cu două supraîncălzitoare, temperaturile aburului fiind de 606 — 560°C, iar randamentul total 40 %, ceea ce înseamnă că numai acest procent din exergia totală a combustibilului este transformat în energie electrică. Diagramele exergie-anergie întocmite pentru fiecare fază a procesului ilustrează importanţa pierderilor: la ardere, 26 % din exergie sînt transformate ireversibil în anergie, 16 % reprezintă pierderea prin transfer de căldură la vaporizare etc.

Pe această cale se poate observa în întreg procesul producerea anergiei şi disiparea ei în mediul ambiant.

Prin metoda propusă se poate urmări transformarea ireversibilă a exergiei în anergie (degradarea energiei utilizabile), ceea ce permite stabilirea măsurilor de îmbunătăţire.

Combaterea zgomotului industrial. L. K. Lukaşenko şi Iu. I. Truşin. În: Maşinostroitel, nr. 5, 1965.

Printre măsurile de tehnica securităţii muncii caracteristice producţiei moderne se numără şi cele aplicate în vederea combaterii zgomotului în întreprinderile constructoare de maşini, care are o acţiune nocivă asupra organismului uman. Pe această linie se înscrie amortizorul pneumatic realizat la uzina de maşini agricole din Riga, pentru diminuarea zgomotului produs în funcţionare de dispozitivele pneumatice.

Amortizorul pneumatic (fig. 1) cuprinde trei elemente tubulare *1*, *2* şi *3*, cu diametrul exterior de 38,28 şi, respectiv, 14 mm şi grosimea pereţilor de 1,5 mm, dispuse coaxial şi fixate cu ajutorul flanşelor *4* şi *6*. Unul dintre capetele elementului *3* este filetat, făcînd astfel posibilă montarea ştuţului *5* şi, totodată, strîngerea flanşei *4*. La ieşirea din dispozitivele pneumatice prevăzute cu amortizorul descris, aerul comprimat de acţionare este dirijat prin ştuţul *5* şi obligat să parcurgă succesiv cele trei elemente, trecînd prin orificiile cu diametrul redus (2 mm), practicate pe periferia fiecărui element. În acest mod vibraţiile acustice ale aerului de acţionare sînt atenuate.

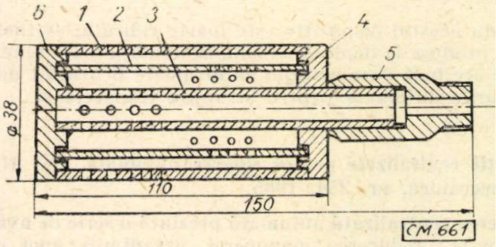


Fig. 1

Pentru reducerea zgomotului produs de agregatele de ventilaţie din secţiile altei uzini din Riga s-a conceput o carcasă izolatoare (fig. 2), al cărei corp *1* executat din tablă de oţel este căptuşit cu stratul izolator de pîslă *2*. În interiorul carcasei sînt montaţi pereţii despărţitori *3*, căptuşiţi pe faţa inferioară tot cu pîslă şi prevăzuţi cu orificii pentru trecerea aerului. În cei doi pereţi inferiori este practicat un locaş în care se amplasează electromotorul *5* al agregatului de ventilaţie. Deschiderea centrală a capacului *4* face posibilă ieşirea aerului din carcasă. Carcasa se fixează prin buloane de corpul agregatului de ventilaţie.

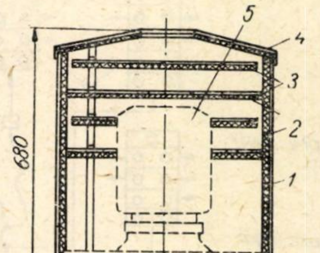


Fig. 2

Utilizarea carcaselor izolatoare de zgomot reclamă adoptarea unor măsuri speciale, cum sînt reducerea vitezei de deplasare a aerului pînă la 5—8 m/s, eliminarea şocurilor la admisia şi evacuarea aerului, amortizarea vibraţiilor agregatului de ventilaţie etc.

Un alt amortizor de zgomot întîlnit în întreprinderile din Riga este cel destinat strungului revolver automat (fig. 3). Tubul central *1*, în interiorul căruia se roteşte bara-semifabricat ce se prelucrează, este confecţionat dintr-un material izolator de zgomot, de exemplu polietilenă. Între tubul central şi tubul exterior *2* se montează bucşele de cauciuc *3*, distanţate cu ajutorul arcurilor *5*, care se sprijină pe şaibele *4*. Capetele tubului central sînt mandrinate, solidarizarea sa cu tubul exterior fiind realizată prin intermediul a patru buloane *6*.

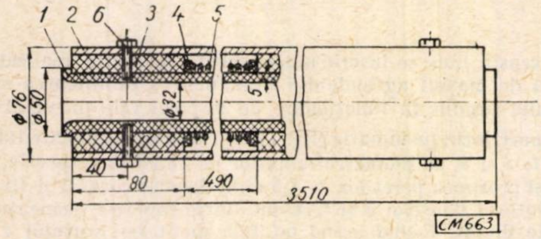


Fig. 3

Eficienţa acestui dispozitiv este foarte ridicată, evitînd zgomotele produse la deplasarea longitudinală a barei-semifabricat ; el are însă dezavantajul că nu poate fi utilizat decît la strungurile automate pentru strunjire transversală.

Instalaţii centralizate pentru ungere automată. În: Rivista di meccanica, nr. 354, 1965.

Ungerea centralizată automată prezintă o serie de avantaje importante : reducerea manoperei, garantarea unei ungeri sigure, mai ales în locurile greu accesibile, folosirea raţională şi economică a lubrifiantului.

Costul întreţinerii reparaţiilor este minim, iar consumul de energie electrică foarte redus. Rezultă o mai mare productivitate a maşinilor şi instalaţiilor decît în cazul ungerii manuale.

Instalaţiile considerate comportă un control automat al modului de funcţionare şi sînt realizate sub două forme : instalaţii elementare, cu o singură pompă centrală acţionată electric, pneumatic sau hidraulic, funcţionînd independent de numărul punctelor de ungere, şi instalaţii multiple, formate din mai multe grupe elementare, alimentate sub presiune de ia un dispozitiv central comun cu o pompă de distribuţie.

În figura 1 apare principiul funcţional al acestor instalaţii. Ungerea se face succesiv, debitul de lubrifiant fiind reglat cu ajutorul unor dozatoare. Dozatoarele sînt capsulate, fiind astfel asigurate împotriva pătrunderii prafului sau a umidităţii, nu comportă piese externe mobile şi pot fi uşor înlocuite cu altele de caracteristici diferite.

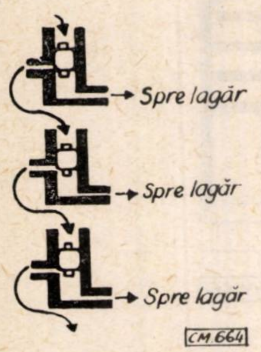


Fig. 1

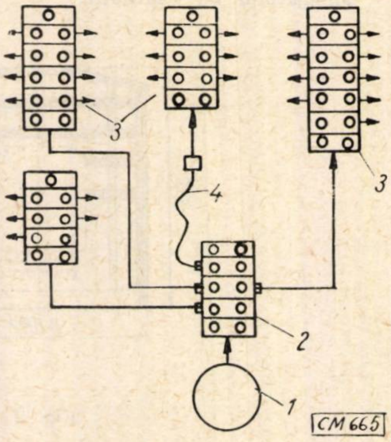


Fig. 2

În figura 2 se prezintă schema generală a unei astfel de instalaţii care cuprinde : pompa *1*, dozatoarele principale *2* prevăzute cu dispozitive indicatoare, dozatoarele secundare *3* şi cuplajele flexibile *4* ; din dozatoarele secundare *3*, lubrifiantul pătrunde în lagăre.

În timpul ciclului de lubrifiere apare pe cadranul de programare un semnal luminos de culoare galbenă ; cînd ultimul dozator al lanţului a terminat ungerea lagărului respectiv, semnalul luminos devine verde. Trebuie observat că ultimul dozator nu poate funcţiona dacă la unul dintre cele precedente a apărut o defecţiune. În cazul cînd ciclul de lubrifiere nu se realizează în intervalul de timp programat, un semnal roşu anunţă defectarea instalaţiei.

Tehnologia de fabricaţie a tablei cu acoperire din material plastic. U. Benoffi. În : Rivista di meccanica, nr. 344, 1964.

În general, procedeele prin lipire cele mai folosite pentru fabricarea tablei cu acoperire din material plastic sînt : aplicarea foii de PVC prin lipire şi aplicarea prin depunere pe suprafaţa tablei a unui strat fluid de PVC.

Schema tehnologică de fabricaţie în cadrul celui de-al doilea procedeu apare în figura 1. Schema comportă următoarele operaţii: desfăşurarea tablei *1*, polizarea superficială *2*, aplicarea adezivului *3*, eliminarea solventului *4*, încălzirea la 190°C *5*, depunerea stratului fluid *6*, stabilizarea stratului plastic la 160°C *7*, gofrarea stratului *8*, răcirea *9* şi rularea *10*.

În cadrul primului procedeu, operaţiile *6*, *7* şi *8* sînt înlocuite prin operaţia de lipire a foilor.

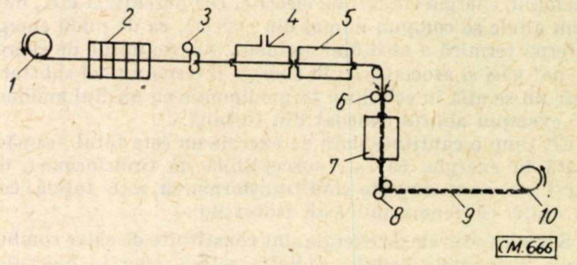


Fig. 1

Ca adezivi se pot utiliza : copolimeri vinilici, răşini fenolice sau răşini epoxidice ; ultimele două răşini trebuie amestecate cu diverse materiale de suport, întrucît vulcanizează ca şi cauciucul.

Faza pregătitoare prezintă o mare importanţă, tabla trebuind să fie rectificată, degresată şi uscată.

Pentru o mai bună aderenţă a stratului plastic se utilizează o acoperire fosfatică, utilizîndu-se pentru aceasta numai fosfatul feros care împiedică descompunerea adezivului ; pentru tabla de aluminiu este suficientă cromarea.

Lipirea se face de obicei cu o răşină vinilică în amestec cu un solvent. Stratul gros de 2/100 mm se aplică prin rulare.

Stratul de clei se usucă în camere speciale cu aer cald, după care este încălzit la o temperatură cuprinsă între 190 şi 204°C. Sub 190°C, cleiul nu aderă, iar peste 204°C se descompune ; încălzirea se realizează prin iradiere cu raze infraroşii.

La atingerea temperaturii necesare se lipesc foile de PVC prin rulare. Presiunea de apăsare trebuie să fie cuprinsă între 3,5 şi 4 kgf/cm², o presiune exagerată determinînd deformarea foii de plastic, iar una prea redusă, o aderenţă insuficientă.

Răcirea se face cu jet de apă.

În cazul procedeului prin depunerea unui strat fluid de PVC, după încălzirea la 190—204°C urmează depunerea stratului fluid prin rulare, care serveşte la menţinerea grosimii necesare a acoperirii.

Urmează tratamentul de stabilizare la 160°C şi apoi un tratament de înmuiere care permite gofrarea.

Procedeul prin depunere de strat fluid poate fi aplicat numai tablei în bandă continuă.

Aspectul şi caracteristicile produsului prin cele două procedee sînt similare.

Un nou procedeu pentru prelucrarea superficială a barelor şi firelor. În : Rivista di meccanica, nr. 346, 1965.

Noul procedeu comportă (fig. 1) un dispozitiv portunealtă *1*, care susţine cuţitul circular *2* şi filiera *3* montată în linie cu cuţitul. Spaţiul dintre cuţit şi filiera *4* este umplut cu un lichid la o presiune de circa 700 kgf/cm².

Bara sau firul *5* pătrunde în dispozitiv, iar suprafaţa sa este curăţată prin preluarea unui strat de material de către cuţitul 2; în acelaşi timp secţiunea transversală este micşorată, iar materialul alungit.

Filiera realizează ghidarea şi dimensionarea materialului, imprimînd barei sau firului de oţel proprietăţile materialului trefilat.

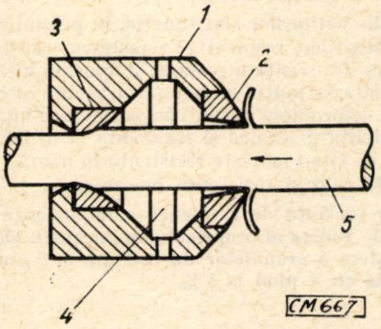


Fig. 1

Suprafaţa rezultată nu prezintă urme de prelucrare ca în cazul altor metode. Procedeul este utilizat pentru eliminarea stratului superficial decarburat ce acoperă materialele laminate la cald sau trefilate la rece; în afară de aceasta se mai foloseşte pentru eliminarea discontinuităţilor superficiale.

Se întrebuinţează pentru toate oţelurile carbon sau aliate. Barele prelucrate pot avea diametrul între 6,5 şi 51 mm.

O metodă de determinare a erorilor mecanismelor de ghidare de înaltă precizie. L. A. Spigler, Iu. G. Hvalov, M. E. Golţ şi V. M. Ostrerov. În: Stanki i instrument, nr. 3, 1965.

La Institutul de cercetări ştiinţifice pentru maşini-unelte şi scule din Ucraina s-a elaborat o metodă de măsurare a erorilor unor mecanisme de ghidare cu largă răspîndire la maşini-unelte. Instalaţia utilizată cuprinde un captator cu descărcare electrică pentru sesizarea deplasărilor liniare şi unghiulare şi un oscilograf pentru recepţionarea semnalelor emise la depistarea erorilor.

Captatorul (fig. 1) este înzestrat cu sonda metalică 1 cu cap sferic, elementul sensibil fiind constituit de interstiţiul dintre corpul studiat şi sondă (100—300 μm). Sonda este montată în corpul izolator 2 şi alimentată de la sursa de energie electrică 3. Polul negativ al acesteia este conectat la pămînt; al doilea electrod conectat la pămînt este chiar corpul studiat.

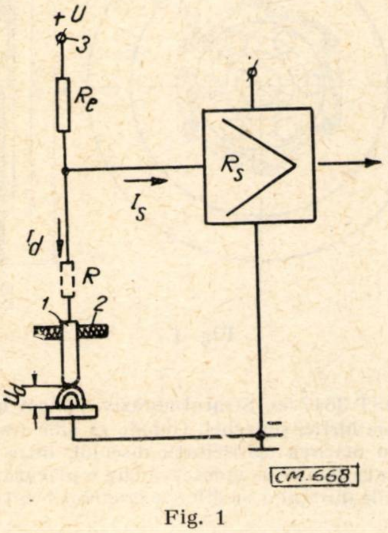


Fig. 1

Cuplarea captatorului la sursa de alimentare provoacă o descărcare în interstiţiul dintre sondă şi corpul studiat, astfel încît în circuitul de sarcină al captatorului ia naştere un curent electric. Tensiunea în interstiţiul de descărcare U_d este proporţională cu mărimea acestuia, care se determină în funcţie de intensitatea curentului corespunzător I_d, de tensiunea de alimentare U, de rezistenţa de echilibrare R_e şi de parametrii circuitului de sarcină I_s şi R_s. Valoarea minimă a curentului în interstiţiul de descărcare ($I_{d_{min}} = 10-20$ μA) rezultă din condiţia de asigurare a stabilităţii în funcţionare; valoarea maximă este impusă de considerente de durabilitate: la $I_{d_{max}} = 80-100$ μA uzura electrodului sferic după 50 h de funcţionare continuă nu depăşeşte 1 μm. Pentru micşorarea perturbaţiilor provocate de variaţia capacităţii conductoarelor, în circuit este introdusă rezistenţa suplimentară R.

În figura 2, a se prezintă schema folosită la controlul sistemelor de ghidare ale maşinilor-unelte. Pe corpul dispozitivului de copiere 1, al cărui palpator urmăreşte şablonul 2, este montat captatorul 3 în aşa fel încît între sonda sa şi şablon să se realizeze un joc egal cu jumătate din valoarea maximă a interstiţiului de descărcare. Se aşază palpatorul dispozitivului de copiere în poziţia zero şi se anulează tensiunea de ieşire din captator. La cuplarea avansului maşinii devierile palpatorului dispozitivului de copiere, provocate de erorile şablonului, sînt însoţite de variaţia interstiţiului de descărcare şi, ca urmare, de emiterea semnalelor corespunzătoare de către captator la oscilograf. Ca rezultat se obţine o oscilogramă de tipul celei redate în figura 2, b (T — baza de timp).

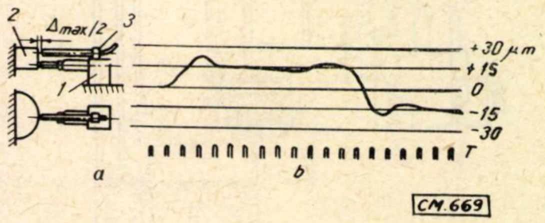


Fig. 2

Metoda prezentată poate fi utilizată şi la controlul funcţionării maşinilor cu comandă numerică program. În acest scop este necesar să se realizeze un model etalon, corespunzător programului etalon, care să fie urmărit simultan de dispozitivul de copiere al maşinii şi de captatorul cu descărcare electrică.

Dispozitiv pentru studiul eficienţei lichidelor de răcire. N. P. Zotov. În: Stanki i instrument, nr. 2, 1965.

În figura 1 se prezintă un dispozitiv realizat cu scopul studierii eficienţei lichidelor de răcire utilizate la maşini-unelte.

Experimentările se efectuează pe epruvete cilindrice, cu diametrul de 32 mm şi lungimea de 175 mm, avînd un capăt de secţiune pătrată, cu latura de 18 mm şi lungimea de 25 mm. Epruvetele sînt executate din oţel inoxidabil H18N9T, care nu se căleşte decît la temperatura de 600—700°C, şi îşi menţine neschimbat coeficientul de transmiterea căldurii în acest interval de temperatură. Partea cilindrică a epruvetei se montează în tubul 1, în care se află rezistenţa de încălzire 2, alimentată de la reţea prin intermediul transformatorului automat 3, şi al transformatorului de reducere a tensiunii 4. Puterea necesară pentru încălzirea epruvetei pînă la 500°C este de 1,6 kW.

Pentru măsurarea temperaturii de încălzire se utilizează un termocuplu cromel-alumel, cu lipitura caldă fixată într-un orificiu al epruvetei, avînd adîncimea egală cu jumătate din diametrul acesteia şi lipitura rece conectată la milivoltmetrul 6.

Din rezervorul 7, lichidul de răcire este vehiculat de către pompa 8 în vasul 9. Excesul de lichid trece în vasul 10, de unde se întoarce în rezervor. Această soluţie asigură menţinerea constantă a presiunii lichidului distribuit de canula 11. În circuit mai sînt prevăzute ventilul de reglare a debitului 12 şi robinetul de închidere 13. Termocuplul este protejat împotriva jetului de lichid de ecranul 5.

După încălzirea epruvetei pînă la temperaturi înregistrate la cuţite în timpul aşchierii, se amorsează circulaţia lichidului de răcire. Prin măsurări efectuate la fiecare 30 s se determină perioada în care temperatura epruvetei se stabilizează (6—8 min), ca urmare a realizării egalității dintre căldura primită de la rezistența de încălzire și căldura cedată lichidului de răcire. Mărimea acestei perioade și valoarea temperaturii finale servesc la aprecierea calităților de răcire ale lichidului încercat.

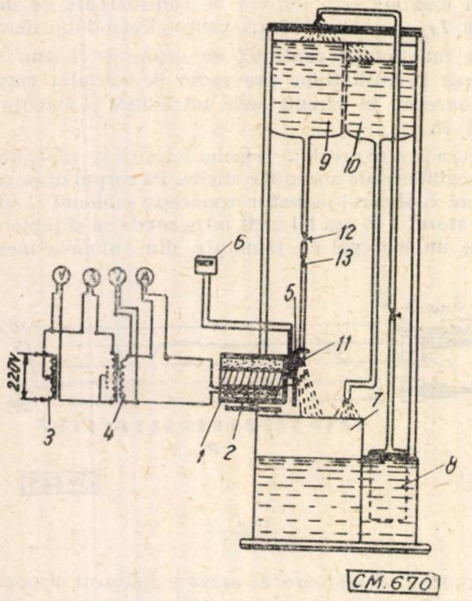


Fig. 1

Încercări executate cu diferite sorturi de lichide, la diverse temperaturi de alimentare și debite, au creat premise certe în vederea îmbunătățirii procesului de așchiere printr-un regim de răcire adecvat.

Caracteristicile de durată ale sculelor din carburi. J. M. Galimberti. In: The Tool and Manufacturing Engineer, vol. 52, nr. 4.

Cauzele care determină procesul de uzură al sculelor prezintă aspecte variate : griparea, sudarea, difuziunea și frecarea, acțiuni chimice etc.

Cu toate că procesul de abraziune este considerat ca principala cauză a uzurii sculelor de așchiere, una dintre cauzele determinante în procesul considerat este gripajul. Între sculă și așchiile metalice apar fenomene de sudare și tăiere, al căror efect asupra duratei de funcționare a sculei este preponderent.

Fenomenul de difuziune este influențat în primul rînd de temperatura tăișului și de viteza de deplasare relativă în raport cu suprafața prelucrată.

Uzura prin frecare este funcție de uniformitatea vitezei de deplasare a așchiei în raport cu tăișul, acțiunea de rupere fiind rezultatul unei deplasări neuniforme.

În ce privește sudarea, o serie de încercări au permis următoarele concluzii : tendința de sudare a carburii cu oțelul crește cu conținutul de cobalt al carburii ; carburile cu cobalt sudează mai ușor decît cele cu titan sau tungsten ; tendința de sudare a oțelului cu carbura variază invers în raport cu rezistența sa.

Fisurarea sculelor din carburi este determinată fie de un singur șoc, fie de solicitarea la oboseală. De exemplu, este caracteristic cazul frezării cînd apar întreruperi frecvente ale procesului de lucru, întreruperi ce constituie o condiție de oboseală a tăișului sculei, determinînd apariția fisurilor.

Cercetările experimentale au precizat că la baza ruperii stă deformarea și deci în acest caz trebuie folosit un material mai dur. S-a precizat că pentru un conținut ridicat de cobalt, peste 51 %, plăcuțele pot fi scoase din uz din cauza deformării, fără apariția de particule rupte ; pentru un conținut de 12 pînă la 51 % cobalt, deteriorările se datoresc mai mult ruperii de particule decît deformării.

Dacă procesul de lucru determină o încălzire rapidă a sculei, suprafața acesteia este supusă la compresiune, pentru ca, la apariția răcirii, zona superficială a materialului să fie tensionată. Cum carburile sînt materiale fragile, rezistînd mai bine la compresiune, rezultă că fisurarea și ruperea apar în mod obișnuit în timpul răcirii.

Proprietățile carburilor sînt funcție, în primul rînd, de natura constituenților respectivi : creșterea conținutului de cobalt mărește rezistența mecanică, micșorînd însă rezistența la uzură ; cu cît conținutul de tantal sau niobiu este mai mare, cu atît scade deformarea la cald, micșorîndu-se însă în același timp și rezistența mecanică și rezistența la uzură ; creșterea conținutului de titan mărește rezistența la uzură, micșorează deformarea la cald și rezistența mecanică.

Granulația prezintă de asemenea o importanță deosebită din punctul de vedere al proprietăților carburii. De exemplu, pentru o creștere a granulelor de la 1 μm la 5 μm, duritatea carburii scade cu 4 pînă la 5 %.

Disc abraziv elastic cu lamele. B. P. Barmin. In : Mașinostroitel, nr. 5, 1965.

La o întreprindere din Moscova s-a introdus în fabricație un disc abraziv elastic cu lamele, destinat în principal rectificării pe mașini automate, care prezintă o serie de avantaje față de alte scule similare. Astfel, pe suprafața prelucrată cu acest disc nu se formează microfisuri sau rizuri, rezistența sa la uzură fiind superioară.

Pe corpul *1* (fig. 1), executat din aliaj de aluminiu D16T, sînt fixate ramele *3* și *6*, fabricate din același material. Montajul corect al ramelor este asigurat prin prelucrarea îngrijită a locașurilor din corp (ajustaj alunecător), iar strîngerea lor este realizată cu ajutorul șuruburilor *2* (M10 × 1,5). Între cele două rame se montează lamelele *5*, prin intermediul inelului de oțel *4*. Lamelele sînt tăiate din hîrtie-șmirghel de electrocorund, cu bază de țesătură tehnică și strat abraziv

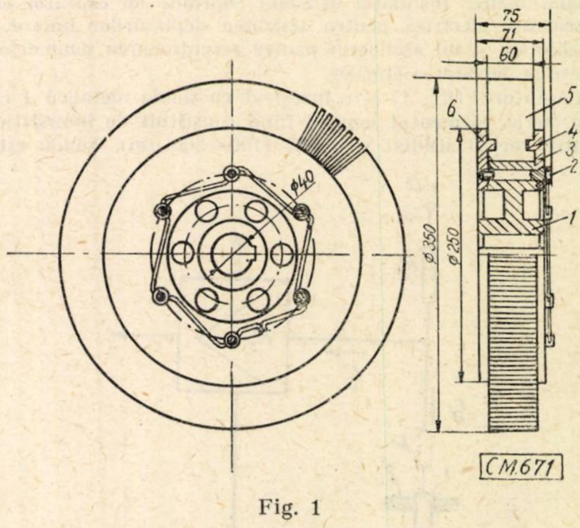


Fig. 1

conform GOST 3647-59. Stratul abraziv, aplicat uniform pe una din fețele hîrtiei-șmirghel, trebuie să aibă fragilitate redusă. Pentru mărirea elasticității discului, între grupe formate din cîteva lamele se montează cîte o plăcuță de carton. Caracteristicile discurilor de diferite granulații sînt prezentate în tabela 1.

Pentru fabricarea discului din hîrtie-șmirghel se taie benzi de lățime mică la 45° față de direcția fibrei țesăturii. Din aceste benzi, lamelele sînt decupate cu ajutorul unei ștanțe utilizate și pentru tăierea plăcuțelor de carton. Montarea discului, care include și o operație de lipire a lamelelor în partea inferioară, se execută cu un dispozitiv special. În condițiile fabricației de serie, tăierea, lipirea și introducerea lamelelor între rame trebuie să fie automatizate.

Noua sculă a fost încercată pe o mașină orizontală de frezat, la rectificarea unor table de aliaje de aluminiu D16T și V95 și de oțel Ia 1 T, cu dimensiunile de 500 × 300 × 5 mm. Pentru determinarea greutății șpanului s-a utilizat o balanță tehnică „Gosmer'', iar pentru aprecierea calității suprafeței prelucrate, un micrometru MIZ-11.

Tabela 1

Granulația	Grosimea lamelelor, mm	Numărul de lamele	Grosimea plăcuțelor de carton, mm	Numărul de plăcute	Numărul de lamele dintre două plăcute
40	1,2	306	2	102	3
25	0,9	408	2	102	4
16	0,8	525	1,5	105	5
10	0,6	618	1,5	103	6

Încercările au demonstrat că discul abraziv elastic cu lamele se comportă corespunzător la prelucrarea celor două tipuri de materiale, productivitatea operației crescînd prin mărirea granulației stratului abraziv și a turației discului sau prin micșorarea avansului longitudinal al piesei și mărirea apăsării radiale a discului.

Regimul optim de așchiere, stabilit prin încercări, se caracterizează prin viteza tangențială a discului de 25 m/s, avansul longitudinal de 950 mm/min și apăsarea radială de 7 kgf, ceea ce corespunde unei deformații de 2 mm a lamelelor. La deformații mai mari de 6—8 mm, pe suprafața prelucrată se formează zgîrieturi și fisuri, determinînd o înrăutățire a gradului de rugozitate al suprafeței, iar durabilitatea sculei se micșorează.

Generatoare de impulsuri pentru prelucrarea prin electroeroziune. În : Techniques mondiales, octombrie 1964.

O întreprindere elvețiană a realizat și livrat o serie de generatoare de impulsuri de 10 pînă la 300 A, cu tranzistoare, permițînd prelucrarea prin scîntei electrice atît a suprafețelor fine, cît și prelucrarea rapidă cu debite de prelucrare mari (5 000—7 000 mm^3).

Generatoarele permit o gamă largă de frecvențe, de la 400 Hz pînă la 200 kHz și determină impulsuri de formă rectangulară.

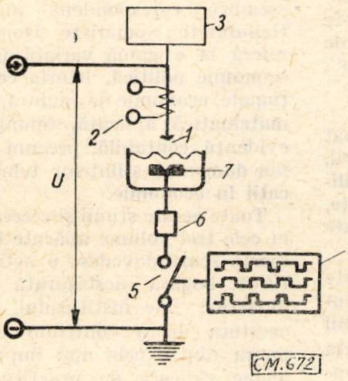


Fig. 1

În figura 1 apare schema de principiu, instalația cuprinzînd : electrodul *1*, vibratorul *2*, servocomanda *3*, multivibratorul *4*, întreruptorul *5*, rezistența *6* și piesa *7*.

Lipsa elementelor de rezonanță împiedică posibilitatea schimbării de polaritate a tensiunii și curentului, fapt care determină o durată de funcționare mare a electrodului.

Comutarea se face prin tranzistoare de putere ; impulsurile sînt independente de distanța electrod-piesă.

Un comutator permite reglarea energiei impulsurilor.

Țevi din oțel trase cu nervuri longitudinale pentru cazane schimbătoare de căldură. În : La technique moderne, nr. 12, 1964.

O nouă tehnologie pentru fabricarea țevilor trase s-a dezvoltat în ultimele două decenii. Noua metodă prezintă ca aspect caracteristic folosirea ca lubrifiant a materialelor vitroase, fapt care permite ca operația de tragere să poată fi realizată la temperaturi mult mai joase decît cele obișnuite.

Se pot realiza prin procedeul menționat țevi de secțiuni foarte variate (fig. 1). Calitatea suprafețelor obținute este cu totul corespunzătoare, în multe cazuri țevile realizate putîndu-se compara cu cele trefilate.

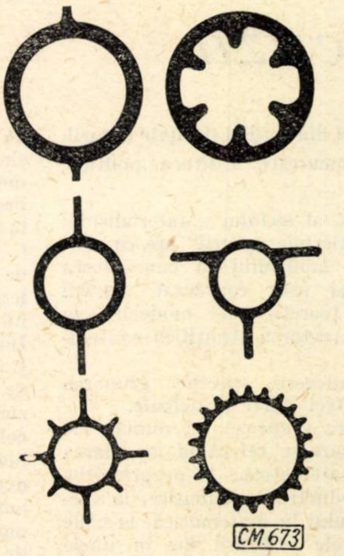


Fig. 1

Simplitatea utilajelor folosite — prese hidraulice — permite pe de o parte amortizarea lor chiar în cadrul seriilor mici, iar pe de altă parte, punerea la punct rapidă înaintea procesului de fabricație.

În Franța, utilajele folosite în prezent asigură următoarea gamă dimensională : grosimea minimă a peretelui — 3÷8 mm ; diametrul minim interior —20÷40 mm ; raza de racordare între nervură și corp —5÷8 mm ; diametrul exterior maxim, de înscriere a nervurilor — 250 mm ; toleranța în lățime este de ±2 mm, putîndu-se prin operații suplimentare să se ajungă la ±0,3 mm ; lungimea normală a țevilor este de 7,5 m, ajungîndu-se pînă la 20 m în funcție de necesități.

Construcția cazanelor cu blindajul plasat în planul țevilor este mult înlesnită prin realizarea țevilor cu nervuri opuse. Astfel, în locul sudării unor plăci între țevile obișnuite, se sudează numai marginile nervurilor alăturate, deplasîndu-se în felul acesta sudura într-o regiune care nu compromite securitatea ansamblului.

Țevile cu nervuri multiple se utilizează în schimbătoare de căldură prin convecție, permițînd mărirea suprafeței de contact între fluide și, prin aceasta, mărirea vitezei de circulație, evitîndu-se depozitarea prafului. În plus, forma respectivă determină o rigiditate sporită, înlăturînd necesitatea suporților intermediari.

Un nou cuplaj etanş. În : La machine-outil francaise, vol. 29, nr. 199.

În unele cazuri este necesar să se transmită mişcarea printr-un perete etanş al unei camere în care se găsesc, de exemplu, gaze explozive, inflamabile, toxice etc.

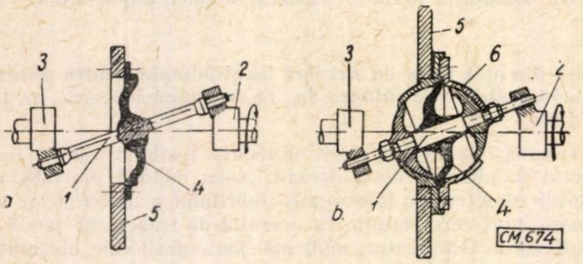


Fig. 1

Este insuficientă, în aceste cazuri, folosirea arborilor de transmitere cu garnituri, recomandîndu-se cuplajul indicat în figura 1.

Biela *1* realizează cuplarea arborelui motor *2* cu cel condus *3*. Biela trece prin membrana elastică *4*, fixată etanş pe periferia sa de marginea orificiului practicat în peretele *5*.

În timpul transmiterii mişcării, biela descrie două conuri opuse la vîrf, avînd înălţimea comună plasată în centrul sistemului.

În cazul unei turaţii reduse şi al unui cuplu transmis de moment mic se poate utiliza forma mai simplă a cuplajului, indicată în figura 1,*a*.

Dacă turaţia şi cuplul transmis sînt mari, apare necesitatea unei centrări mai riguroase, utilizîndu-se forma de cuplaj din figura 1 *b*. În acest caz, cuplajul este ghidat în carcasa sferică *6*.

Lipsa garniturilor de frecare în cadrul cuplajului asigură o etanşeitate constantă.

Recenzii

Materialismul dialectic şi ştiinţele naturii, vol. X. Bucureşti, Editura politică, 1965.

Volumul X al ciclului „Materialismul dialectic şi ştiinţele naturii" are ca subtitlu „Rolul modelului în cunoaşterea ştiinţifică" şi este consacrat tratării problemelor teoretice ale modelării ca metodă în cercetarea ştiinţifică contemporană.

Prefaţa culegerii specifică gruparea studiilor în trei părţi principale.

Prima parte grupează un număr de 14 articole care se referă la modelarea logică şi matematică, la proprietăţile sistemelor deductive axiomatice, la specificul modelului în matematică, la căile şi perspectivele utilizării lor în unele ştiinţe experimentale şi la structura logică a cunoaşterii ştiinţifice.Dintre aceste articole cităm următoarele : „Un exemplu de model în logica neclasică", de acad. Gr. C. Moisil ; „Sistemele formale", de C. Constantinescu ; „Logica formală şi modelarea proceselor de gîndire pe maşini de calcul automate", de I. Zamfirescu ; „Modelarea activităţii logice", de prof. univ. Ed. Nicolau ; „Modelarea şi dezvoltarea matematicii", de C. Foiaş ; „Teoria probabilităţilor şi modelarea probabilistă", de conf. univ. G. Ciucu ; „Căi şi mijloace în constituirea epistemologiei matematicii", de V. Tonoiu ; „În jurul problemei organizării materialului ştiinţific", de ing. V. Popov, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România ; „Obiectul şi metodele logicii cercetării ştiinţifice", de C. Popa ; De la forme logice la semne fizice", de H. Wald ; „Unele probleme gnoseologice ale sistemelor formale", de Ileana Mărculescu etc.

Partea a doua grupează un număr de nouă articole care includ studii privind valoarea de cunoaştere a metodei modelării în unele ştiinţe particulare, ca : astronomia, mecanica, ştiinţele biologice, în care observaţia şi experimentul au un rol primordial. Aceste probleme sînt tratate în articolele : „Aspecte ale metodei modelării în astronomie", de prof. univ. dr. C. Popovici ; „Modelarea în mecanica mediilor deformabile", de C. Teodosiu şi V. Visarion ; „Nivelurile de organizare a materiei vii şi unele legi specifice lor în lumina materialismului dialectic", de prof. univ. dr. N. Botnariuc ; „Despre valoarea teoretică şi practică a modelelor", de conf. univ. dr. V. Săhleanu ; „Modelajul homeostaziei", de prof. univ. dr. E. Repciuc şi colectiv ; „Aspecte ale modelării în biochimie", de V. Eşanu ; „Modelarea neurofiziologică a fenomenelor de memorie", de M. Steriade ; „Aspecte ale modelării în biologie şi medicină", de dr. E. Bittman ; „Modelarea în cercetarea lingvistică", de S. Stati.

Partea a treia se referă la studii privind corelaţia dintre informaţie şi reflectare, evoluţia capacităţii de reflectare în lumea vie. Aceste studii se intitulează „Informaţie şi semnificaţie", de prof. univ. dr. V. Preda, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România : „Informaţie şi reflectare", de ing. E. Katz ; „Reflectare şi informaţie", de I. Irimie ; „Reflectarea în lumea vie", de prof. univ. dr. I. Cotăescu.

Studiile cuprinse în acest volum dezbat diferite aspecte teoretice ale modelării, în general, cum şi particularităţile utilizării metodei modelării în unele ştiinţe, probleme deosebit de actuale şi discutate de oamenii de ştiinţă.

Cititorul găseşte în articolele amintite enunţate probleme, ca : definirea modelului, tipurile principale de modele, raportul dintre model şi original, importanţa modelării în procesul cunoaşterii, combaterea unor concepţii metafizice şi idealiste în legătură cu modelarea etc.

Autorii şi-au spus părerea în legătură cu posibilitatea utilizării limbajului matematic în condiţiile create de construirea maşinilor cibernetice şi informaţionale, precizînd valoarea acestei metode în cunoaşterea ştiinţifică şi limitele utilizării ei.

Culegerea de studii subliniază faptul că stadiul actual de dezvoltare a cercetărilor ştiinţifice confirmă tezele de bază ale materialismului dialectic şi că aplicarea lor creatoare deschide noi orizonturi gîndirii ştiinţifice contemporane.

Studii şi cercetări economice. Institutul de ştiinţe economice V. I. Lenin-Bucureşti, 1965.

De curînd a apărut cel de-al treilea volum de „Studii şi cercetări economice", editat de Institutul de ştiinţe economice V. I. Lenin-Bucureşti, în care sînt publicate lucrări întocmite de cadrele didactice ale institutului, unele din ele în colaborare cu specialişti, ingineri şi economişti din producţie. Cele mai multe din aceste studii şi cercetări au fost susţinute în cadrul sesiunilor ştiinţifice organizate de institut, precum şi de Centrul de calcul economic de sub preşedinţia profesorului universitar Manea Mănescu, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, şi se referă la o gamă variată de probleme : economie politică, istoria economiei naţionale, economie de ramură, statistică şi matematică aplicată, finanţe, credit şi evidenţă contabilă, precum şi probleme din domeniul ştiinţelor tehnice cu aplicaţii în economie.

Toate aceste studii şi cercetări cuprinse în cele trei volume apărute într-un timp foarte scurt dovedesc o activitate ştiinţifică bogată desfăşurată de cadrele didactice ale institutului, preocuparea acestora de a contribui la rezolvarea unora dintre cele mai importante probleme ridicate de practica construcţiei socialiste în ţara noastră.

În primul volum, printre cele 20 de studii şi cercetări se semnalează : „Dezvoltarea complexă şi multilaterală a economiei naţionale", de prof. dr. Roman Moldovan, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, în care sînt arătate criteriile şi direcţiile dezvoltării multilaterale a economiei naţionale, care permit crearea unei structuri de producţie cu multe ramuri şi subramuri, a unui complex echilibrat, în care aceste ramuri se dezvoltă corelat, permiţînd astfel folosirea deplină şi raţională a condiţiilor, a resurselor de muncă în scopul obţinerii unor bunuri cu valoare de întrebuinţare tot mai ridicată. Abordînd căile care duc la acest obiectiv, autorul analizează pe larg problemele de bază ale industrializării socialiste şi consecinţele acestora pe diferite planuri, inclusiv cele privind lărgirea posibilităţilor de participare a ţării noastre la schimburile internaţionale.

Acelaşi volum cuprinde şi studiul prof. Manea Mănescu, referitor la „Probleme de calcul economic", în care se face o primă generalizare teoretică a experienţei ţării noastre în domeniul aplicării în economie a metodelor matematice şi cibernetice. Pe aceeaşi linie de preocupări se încadrează şi studiul prof. M. Biji, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România cu titlul : „Unele probleme ale statisticii în etapa desfăşurării construcţiei socialismului". Din acest volum se semnalează şi lucrările privind : „Modernizarea maşinilor-unelte, calea reproducţiei fondurilor fixe" (de exemplu, industria construcţiei de maşini), de conf. P. Vogen şi ing. A. Ghilezan ; „Aspecte tehnico-economice privind aplicarea tehnicii nucleare în construcţia de maşini", de lector Gh. Preda ; „Contribuţii la studiul ambalării tip aerosol", de un colectiv numeros de cadre didactice şi ingineri din producţie.

În cadrul celui de-al doilea volum de studii şi cercetări, un interes practic deosebit îl prezintă studiile referitoare la : „Eficacitatea economică a industrializării construcţiilor" (conf. Constantin V., asistenţi Socolescu M. şi Fediuc M., ing. Unter R.) ; „Asigurările sociale de stat din R.P.R. — factor important în ridicarea nivelului de viaţă a oamenilor muncii" (rector Gh. Bistriceanu) ; „Probleme teoretice ale calculului indicilor teritoriali" (conf. L. Tövissi).

Cele 18 studii şi cercetări cuprinse în al treilea volum se referă de asemenea la domenii variate : industrie, agricultură, construcţii, comerţ, precum şi la probleme de ansamblu ale economiei naţionale, cum sînt . „Ridicarea nivelului tehnic — baza creşterii producţiei socialiste" (conf. M. Mehedinţu şi asist. Gh. Tonea Călin) ; „Probleme ale balanţei statistice a economiei naţionale" (lector I. Capanu). O problemă metodologică deosebit de importantă şi de actuală cuprinsă în volum este aceea cu titlul „Privire comparată între costurile standard şi cele normate şi planificate"(prof. dr. I. Mărculescu).

În volum sînt cuprinse şi studii privind istoria economiei naţionale şi de geografie economică.

Un interes deosebit pentru cadrele care lucrează în industria constructoare de maşini îl prezintă studiul conf. Al. Gheorghiu cu titlul „Probleme privitoare la analiza rentabilităţii întreprinderilor constructoare de maşini" şi cel intitulat „Mecanizarea complexă a evidenţei utilizării timpului de lucru în industria construcţiilor de maşini", semnat de prof. dr. C. G. Demetrescu, lector A. Balant, V. Turculescu, P. Roşca şi C. Berciu.

În primul studiu, autorul se ocupă de două probleme actuale ale analizei rentabilităţii : unele efecte ale reaşezării preţurilor cu ridicata asupra rentabilităţii şi consecinţele modificării sistemului de finanţare a introducerii tehnicii noi asupra rentabilităţii întreprinderii. Studiul are la bază, pe lîngă documentarea teoretică şi practică necesară la nivelul întregii economii, şi cercetări speciale făcute de autor în şase întreprinderi din industria constructoare de maşini („Tractorul" — Braşov, Uzina „Semănătoarea" — Bucureşti, „Uzina de pompe"—Bucureşti, U. C. M. M. A. — Bocşa Română, „Tehnometal" — Timişoara şi „Uzinele de maşini agricole" — Craiova).

În cadrul primei probleme, autorul analizează principalele efecte pe care le determină un nivel prea ridicat al rentabilităţii şi, în primul rînd, faptul că se realizează beneficii şi se constituie fonduri ale întreprinderilor exagerat de mari fără eforturi deosebite din partea acestora, ceea ce nu creează un cadru normativ stimulativ în activitatea economică a întreprinderilor din această ramură. Concluzia trasă de autor din analiza pe care o face este că trebuie să se pună mai mult accent, în interesul asigurării unei rentabilităţi normale,pe ideea folosirii mai elastice a celor două forme ale acumulărilor băneşti : beneficiul şi impozitul pe circulaţia produselor. Pe această linie se propune stabilirea unei rentabilităţi maxime, care trebuie folosită nu numai cu ocazia reaşezării preţurilor, ci şi între două reaşezări. Prin aceasta se urmăreşte ca întreprinderile să nu realizeze o rentabilitate exagerată, deoarece aceasta nu îndeplineşte funcţia de cointeresare materială în măsura cuvenită.

În cea de-a doua problemă analizată în studiul menţionat, autorul relevă implicaţiile creării fondului pentru introducerea tehnicii noi şi soluţionează problemele de analiză a rentabilităţii apărute în urma introducerii acestui fond.

Cel de-al doilea studiu, privind mecanizarea complexă a evidenţei utilizării timpului de lucru în industria construcţiilor de maşini, se încadrează pe linia extinderii acestor forme ale progresului tehnic — mecanizarea şi automatizarea producţiei — şi în activitatea de conducere, organizare şi planificare, precum şi în activitatea de evidenţă economică, care devine mereu mai complexă. Soluţionarea cu succes a sarcinilor care stau în faţa conducerii economice în industria construcţiilor de maşini nu se poate concepe fără folosirea unor metode de evidenţă superioară, bazate în primul rînd pe mecanizarea evidenţei. Utilizarea maşinilor de calcul şi a altor mijloace tehnice permite să se facă faţă în termene scurte la un volum sporit de date şi creează condiţii pentru aprofundarea analizei economico-financiare a întreprinderilor.

Considerăm că tema abordată în acest studiu are o mare importanţă în perioada actuală de dezvoltare a evidenţei în ţara noastră.

Aşa cum se ştie, evidenţele obişnuite care au recurs la metodele mecanizate s-au limitat la diferite moduri de înregistrare a manoperei, de decontare a salariilor pe muncitori şi de repartizare a cheltuielilor de manoperă pe comenzi, adică probleme exclusiv contabile şi financiare, ceea ce fără îndoială a contribuit evident, în final, la îmbunătăţirea calculaţiei preţului de cost. Totodată însă alte evidenţe ale timpului de lucru s-au rezumat numai la încărcarea maşinilor, fiind ţinute manual în secţii. Probleme din cele mai importante, ca urmărirea operativă, încărcarea locurilor de muncă a capacităţilor de producţie disponibile, pe baza cărora să poată fi coordonate mai bine sarcinile de producţie nu au găsit încă soluţii eficiente prin folosirea mecanizării.

Studiul menţionat constituie — sub acest aspect — o contribuţie importantă la rezolvarea acestei probleme de mare importanţă technică şi economică.

Aşa cum s-a precizat, volumul cuprinde şi alte studii interesante care depăşesc sfera construcţiilor de maşini, dar a căror cunoaştere prezintă interes şi pentru lucrătorii acestei ramuri, de exemplu, propunerile interesante de îmbunătăţire a metodologiei de planificare şi urmărire a productivităţii muncii în construcţii.

Fără îndoială că publicarea pînă acum a celor trei volume de „Studii şi cercetări economice" de către Institutul de ştiinţe economice V. I. Lenin reprezintă un început bun ce trebuie continuat.

C. Pintilie

Revista ştiinţifică a Universităţii tehnice din Dresda, nr. 4, 1964.

Revista ştiinţifică a Universităţii tehnice din Dresda, cu nr. 4 din 1964, cuprinde o serie de referate provenite din activitatea facultăţilor de construcţii de maşini, de matematici, de arhitectură şi construcţii, de electrotehnică, de economie forestieră, de tehnico-economie şi organizare industrială etc. Reţin atenţia, în special, unele comunicări prezentate în cadrul celei de-a doua conferinţe de termodinamică închinată aniversării a 100 ani de la naşterea prof. dr. Richard Mollier, ca de pildă : H. Jungnickel : Frigotehnica — stadiu actual şi perspective de dezvoltare ; J. Folwarczny şi S. Ocheduszkò : Importanţa factorilor adimensionali ai lui Mollier în controlul arderii ; F. Meissner : Calculul ciclurilor motoarelor cu ardere internă cu considerarea cineticii reacţiilor ; W. Bode : Comportarea sulfului din gazele de ardere la motoarele Diesel ; A. Pawlowitsch : Asupra randamentului efectiv al turboreactoarelor ; G. Büki : Asupra termodinamicii reactoarelor nucleare ; G. Heil şi K. Werdin : O contribuţie la programarea calculelor termodinamice ale proceselor motrice ale aburilor pe calculatorul ZRA-1 ; W. Ullmann : Suprasaturarea amestecurilor gazoase binare în curgere laminară la temperaturi joase ; Z. Rant : Exergie şi anergie ; W. Fratzscher : Compararea ciclurilor motoare frigorifice şi ale pompelor de căldură cu ajutorul caracteristicilor ciclurilor; F. Detsch şi W. Richter: Tunelul aerodinamic de mare viteză al Universităţii tehnice din Dresda şi aplicarea sa la măsurarea reţelelor şi efectelor transferului de căldură; K. Petzold: Transferul de căldură la o placă dispusă normal la direcţia curentului; K. Stieper, M. Jacob şi W. Schäfer: Asupra calculului schimbătoarelor de căldură cu celule cu vîrtej (Wirbelzellen); W. Maltry: Unele consideraţii termodinamice asupra absorbţiei umidităţii şi aplicaţiilor diagramei Mollier $i-X$ pentru procesele de uscare; H. Munser: Probleme ale transferului simultan de căldură şi masă prin materiale poroase; W. Hänssler: Evaluarea măsurării umidităţii aerului într-o diagramă Mollier $i-X$ unificată; E. Keiner: Propunerea unei diagrame $e-X$ şi importanţa sa în tehnica condiţionării aerului; G. Sonntag: Calculul şi consideraţii economice asupra pierderilor de căldură în rezervoarele încălzite; H. Syhre: O soluţionare aproximativă a conductibilităţii căldurii în regim nepermanent; G. Ende: Schimbul de căldură în preîncălzitor prin amestec; F. Bosnjakovic: Scopul conceptului de temperatură în legătură cu postulatele echilibrului; G. Zimmer: Parametrii sistemului M — o contribuţie experimentală la cunoştinţele actuale; I. Illing: Investigaţii asupra camerii de vîrtej a injectorului cu vîrtej.

G. DRĂGHICI. **Metode înaintate de prelucrare a metalelor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 302 pag., 188 fig.

Conţinutul lucrării este axat pe cerinţa de creştere continuă a productivităţii muncii, de îmbunătăţire a calităţii producţiei şi de reducere a preţului de cost, prin introducerea în fabricaţie a celor mai noi procedee tehnologice. În acest sens se prezintă o serie de metode moderne de prelucrare a metalelor, în cadrul a 13 capitole.

După ce în capitolul 1 se examinează pe scurt operaţiile de rabotare cu cuţite late, în capitolul 2 se abordează prelucrările prin frezare. Sînt descrise în primul rînd tipurile reprezentative de capete de frezat cu plăcuţe mineraloceramice, cu specificarea regimurilor de aşchiere corespunzătoare. În continuare se tratează frezarea cu fascicule de electroni, iar în partea finală se trece la frezarea arborilor (avantaje în comparaţie cu strunjirea, metode de utilizare mai largi, condiţii impuse sculelor etc.).

Capitolul 3 este consacrat prelucrărilor prin broşare. Broşarea exterioară cu evacuarea liberă şi continuă a aşchiilor este urmată de broşarea suprafeţelor exterioare profilate, cu broşe combinate. Un alt procedeu prezentat este broşarea suprafeţelor de revoluţie, ca înlocuitor al strunjirii prin copiere, cu aplicaţie la arbori.

O amploare mai mare este acordată prelucrărilor moderne prin strunjire (capitolul 4). Se studiază iniţial strunjirea rapidă cu avansuri mari, consideraţiile teoretice asupra desfăşurării procesului fiind ilustrate printr-un exemplu practic de calcul al avansului maxim. Metoda este comparată din punctul de vedere al productivităţii cu strunjirea rapidă clasică. Alte operaţii noi de strunjire incluse în capitol sînt cele executate cu diferite tipuri de cuţite: cu plăcuţe mineraloceramice, late, cu diamant, în L. De asemenea, sînt luate în considerare unele aspecte privind durabilitatea sculelor, cum sînt introducerea unui curent electric în zona de aşchiere a metalelor dure — procedeu experimentat şi de autor — şi răcirea şi ungerea sculelor cu lichid pulverizat.

Capitolul 5 se referă la o metodă caracterizată printr-o însemnată economie de material — prelucrarea pieselor de revoluţie prin lovire rotativă. Tipurile de mecanisme folosite în acest caz, care exclud aşchierea, asigură în plus o productivitate şi precizie ridicate, corelate cu îmbunătăţirea proprietăţilor fizicochimice ale piesei.

În capitolul 6 se trece la rectificare. Menţionăm din cuprins rectificarea rapidă între vîrfuri, rectificarea exterioară cilindrică cu introducerea lichidului de răcire-ungere în interiorul pietrei, rectificarea axelor cu bandă abrazivă, rectificarea electrolitică.

Capitolul 7 tratează finisarea suprafeţelor prin ecruisare, iar capitolul 8 — prelucrarea găurilor. Un procedeu modern care reţine atenţia este prelucrarea găurilor cu fascicul de lumină. O largă dezvoltare este dată paragrafului privind calibrarea găurilor fără aşchiere, prin deformare plastică; pe lîngă sculele utilizate sînt prezentate elemente ale procesului tehnologic, valori practice şi particularităţi ale unor anumite operaţii (de exemplu, calibrarea găurilor înfundate).

După rularea filtrelor cu role de diametre diferite (capitolul 9), lucrarea continuă cu operaţiile moderne de prelucrare a danturii (capitolul 10). O primă metodă examinată este broşarea, aplicată atît la roţile dinţate cilindrice, cît şi la cele conice, în ultimul caz fiind prezentată pe larg execuţia danturii cu broşă circulară (inclusiv tehnologia de fabricaţie a segmenţilor dinţaţi ai acestor scule). În legătură cu frezarea danturii se studiază procedeul de mărire a durabilităţii muchiilor aşchietoare prin asigurarea participării la operaţie a tuturor dinţilor frezei, datorită unei mişcări suplimentare, axiale, a acesteia (frezarea cu două avansuri). În capitol mai sînt menţionate şeveruirea diagonală şi honuirea danturii.

Capitolele 11—13 abordează metode speciale de prelucrare a metalelor. Sînt analizate astfel principiul şi desfăşurarea procesului de prelucrare prin scîntei electrice, cu aplicare la copierea directă şi indirectă, la decuparea cu sculă-electrod neprofilată şi rectificare. Pentru uzinarea pieselor din materiale foarte dure se citează prelucrarea prin ultrasunete, combinată, în cazul metalelor tenace, cu un proces electrochimic de dizolvare anodică, în scopul măririi productivităţii şi micşorării uzurii sculei. În sfîrşit se dau elemente asupra prelucrării metalelor cu ajutorul plasmei.

Lucrarea pune la dispoziţia cititorilor cunoştinţe utile de tehnică nouă în domeniul proceselor tehnologice înaintate. Pentru fiecare metodă descrisă se elucidează principiul, se precizează regimul de lucru şi caracteristicile sculelor şi se evidenţiază eficienţa economică. Lucrarea se adresează inginerilor şi tehnicienilor din întreprinderile constructoare de maşini, cum şi studenţilor din facultăţile de tehnologia construcţiilor de maşini.

D. MOROIANU şi I. M. ŞTEFAN. **Focul viu.** Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1963.

Autorii prezintă cititorilor un istoric al invenţiilor şi descoperirilor realizate de poporul nostru din cele mai vechi timpuri pînă în zilele noastre. Multe din realizări sînt creaţii anonime. Acele ale căror autori sînt cunoscuţi datează numai de aproximativ două secole.

Lucrarea cuprinde trei părţi care corespund unei tratări social-istorice concrete.

Prima parte intitulată „Din vremi de demult" cuprinde perioada orînduirii comunei primitive şi a orînduirii sclavagiste pînă la părăsirea Daciei de către romani. Sînt prezentate uneltele create şi descoperite pe teritoriul patriei noastre, datînd din epocile de piatră, de bronz şi de fier.

A doua parte intitulată „Brăţara de aur" se referă la epoca prefeudală şi feudală (între secolul al III-lea î.e.n. şi revoluţia de la 1848). Din această perioadă se cunosc mai multe date despre tehnica şi ştiinţa populară în domeniul meşteşugurilor săteşti şi orăşeneşti. Conţinutul capitolului „Înnoitori ai tehnicii şi culturii" se referă la primii tehnicieni şi inventatori care au ieşit din anonimat, amintiţi în documentele rămase din acea vreme.

Partea a treia intitulată „Un veac de îndrăzneli şi oprelişti" cuprinde perioada capitalistă. Deşi în România dezvoltarea industrială s-a desfăşurat într-un ritm lent, creaţia oamenilor de ştiinţă români s-a manifestat în multe probleme de avangardă ale progresului tehnico-ştiinţific.

Primul capitol „Pe căile tehnicii" grupează materiale care dovedesc contribuţia înaintaşilor noştri în domeniul construcţiilor (Anghel Saligny, Mihail Rîmniceanu etc.), în chimie (despre „procedeul Edeleanu" şi „Instalaţiile Edeleanu), contribuţia lui George (Gogu) Constantinescu la crearea unei discipline ştiinţifice noi: sonicitatea.

Al doilea capitol „Aeronauţii" se referă la contribuţia lui Al. Ciurcu şi, în special, la pleiada de zburători şi constructori, în fruntea căreia s-au situat renumiţii aeronauţi români Aurel Vlaicu, Traian Vuia şi Henri Coandă.

Al treilea capitol „Pe căile ştiinţei" grupează materiale deosebit de interesante privind participarea savanţilor români la rezolvarea unor probleme ştiinţifice, care au intrat în patrimoniul universal. Astfel, în chimie contribuţia lui N. Teclu, Petru Poni, C. I. Istrati (întemeietorul chimiei organice la noi), G. Longinescu, Radu Cernătescu, Gh.

Spacu etc. ; în matematică David Emanuel, Traian Lalescu, Gh. Ţiţeica, D. Pompeiu, S. Stoilov, I. Bolyai (fondatorul geometriei neeuclidiene) ; în domeniul geologiei şi geografiei Gh. Ştefănescu, Gr. Cobălcescu, L. Mrazec, Gh. Munteanu-Murgoci.

În lucrare ocupă un loc important personalitatea multilaterală a lui Emil Racoviţă — cel mai de seamă biolog român — renumit explorator şi creatorul biospeologiei. De asemenea, sînt prezentate figuri de seamă ca Nicolae Leon, Grigore Antipa, Aristide Caradja, Dimitrie Voinov.

În domeniul medicinei se remarcă personalităţi de renume mondial ca Victor Babeş, creatorul seroterapiei, Ion Cantacuzino, Gh. Marinescu, creatorul şcolii neurologice romîneşti şi unul dintre primii cercetători din lume, care a încercat să dea o explicaţie fizico-clinică fenomenului bătrîneţei, C. I. Parhon, fondatorul endocrinologiei moderne, D. Danielopolu, creatorul farmacodinamiei nespecifice etc.

Lucrarea se încheie cu un scurt capitol despre condiţiile noi create de regimul democrat-popular în domeniul cercetărilor ştiinţifice.

Autorii au însoţit realizările ştiinţei romîneşti în trecut cu scurte biografii ale savanţilor noştri, menţionîndu-se şi poziţia lor democratică, înaintată, faţă de interesele poporului, mulţi din ei militînd pentru o societate fără exploatare.

Recunoaşterea contribuţiei savanţilor români la dezvoltarea ştiinţei universale se reflectă în faptul că numele lor figurează astăzi în tratate moderne de specialitate. De exemplu, fenomenul Cantacuzino, corpusculii Babeş-Negri, efectul Coandă, reacţia Spacu, electroscopul Hurmuzescu, becul Teclu, metoda Filipescu, formula Longinescu, curbura lui Bacaloglu, suprafeţele şi curbele lui Ţiţeica, profilele Carafoli etc.

Materialul este însoţit de fotografii şi desene care ilustrează cele prezentate în text.

Din cuceririle ştiinţifice ale secolului XX. Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1965.

Lucrarea apărută în cadrul Editurii ştiinţifice îşi propune să prezinte cititorilor unele probleme deosebit de actuale ale ştiinţelor naturii.

Culegerea începe cu articolul „Ştiinţa şi tehnica în slujba desăvîrşirii construcţiei socialiste în Republica Socialistă Română", semnat de acad. D. Dumitrescu, în care se tratează una dintre problemele teoretice deosebit de importante, şi anume raportul dintre ştiinţă şi tehnică, procesul de transformare a ştiinţei în forţă nemijlocită de producţie în condiţiile revoluţiei ştiinţifico-tehnice contemporane. Această problemă reprezintă fondul general al temei. „Torentul necontenit al descoperirilor ştiinţifice generează o tehnică nouă, de o putere nemaivăzută — subliniază autorul — şi creează mereu alte posibilităţi deosebit de largi, pentru înfăptuirea unor noi revoluţii tehnice" (p. 18).

În continuare sînt prezentate articole semnate de oameni de ştiinţă şi cercetători din diferite domenii.

În domeniul fizicii sînt prezentate articolele : „Plasma şi aplicaţiile ei", de acad. E. Bădărău ; „Reacţii nucleare. Rolul lor în ştiinţa şi tehnica modernă", de N. Martalogu ; „Izotopii radioactivi şi folosirea lor în economia naţională", de M. Oncescu ; „Fuziunea termonucleară dirijată, perspective şi realizări", de ing. dr. L. Ciplea. Aceste articole tratează despre plasmă — a patra stare a materiei — aşa cum se prezintă ea în natură, în laborator şi în viaţa de toate zilele, cum şi diferitele domenii de aplicare a acesteia. În atenţia autorilor au stat, în special, problemele radioactivităţii şi utilizarea izotopilor radioactivi în chimie, siderurgie, construcţii de maşini etc.

Problemele chimiei care sînt, de fapt, o prezentare a teoriilor legate de structura materiei şi a reacţiilor nucleare sînt cuprinse în articolele „Originea elementelor în componenţa chimică a Pămîntului şi a Universului", de prof. univ. Gh. Mastacan şi „Sistemul periodic al lui D. I. Mendeleev în lumina celor mai noi descoperiri ştiinţifice", de prof. univ. P. Spacu, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România.

Articolul „Metalele rare şi rolul lor în tehnică", de prof. ing. S. Gîdea subliniază proprietăţile remarcabile ale unor metale în tehnica actuală. „Semiconductoarele şi rolul lor în tehnică", articol semnat de prof. dr. Th. D. Gheorghiu, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, se ocupă de particularităţile semiconductoarelor şi, în funcţie de acestea, de sistemul lor de funcţionare dînd posibilitatea creării unor aparate industriale minuscule şi rezistente ; articolul „Generatoare şi amplificatoare cuantice (maseri şi laseri)", de I. Cucurezeanu, tratează una dintre descoperirile cele mai noi, şi anume : diferitele tipuri de maseri şi aplicaţiile lor, cum şi principiul de funcţionare a laserilor şi utilizarea lor, în special, în comunicaţii, tehnică, chirurgie etc.

Problemele televiziunii şi utilizarea acesteia în industrie sînt cuprinse, în articolul „Televiziunea şi aplicaţile ei", de şef de lucrări E. Damachi.

În următoarele articole, prof. Edmond Nicolau se ocupă de „Cibernetică", una dintre cele mai noi ştiinţe care a înregistrat succese remarcabile în cele mai variate domenii de activitate ; prof. S. Condrea, în articolul său intitulat „Teoria informaţiei în tehnica comunicaţiilor", tratează despre conţinutul teoriei informaţiei, diferite sisteme de comunicare şi unele aplicaţii în telecomunicaţii, telemecanică, radioastronomie, transmiterea şi prelucrarea datelor etc. ; ing. V. Toma semnează articolul „Maşinile electronice de calcul, un important factor de progres", în care se ocupă de aplicaţiile mai importante ale maşinilor electronice de calcul.

Ultimele articole sînt consacrate problemelor cosmosului. E. Friedländer, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România, în articolul „Radiaţia cosmică şi rolul ei în ştiinţa modernă", prof. V. Vîlcovici, om de ştiinţă emerit, în articolul „Concepţii moderne despre natura planetelor" şi ing. D. Andreescu în articolul „Navigaţia cosmică" actualitate şi perspective, ne informează asupra stadiului la care a ajuns omenirea în cunoaşterea spaţiului planetar şi saltul calitativ efectuat în acest domeniu prin pătrunderea omului în cosmos, cum şi despre posibilitatea ajungerii, în perspectivă, pe alte planete.

În toate domeniile tratate în această culegere, autorii prezintă stadiul înaintat în care se află cercetarea ştiinţifică din ţara noastră şi subliniază sprijinul deosebit de care se bucură aceasta din partea partidului şi guvernului.

R. E. Peierls. **Legile naturii.** Bucureşti, Editura ştiinţifică, 1963.

Lucrarea, scrisă pe înţelesul nespecialiştilor, este consacrată studierii structurii materiei şi a legilor care determină fenomenele naturii. Autorul, deşi şi-a intitulat cartea Legile naturii, nu se ocupă decît de legile materiei neînsufleţite, lăsînd la o parte legile biologice şi domeniul vast al cosmogoniei.

În introducere, cititorul este avizat că fizica, fiind o ştiinţă experimentală, îşi formulează legile sale ca un rezultat al cunoaşterii naturii, fără să poată reprezenta un adevăr absolut şi definitiv. Ea îşi verifică concluziile prin noi descoperiri care, la rîndul lor, pot infirma valabilitatea unor legi formulate şi consacrate. Autorul insistă mai mult asupra modului în care descoperirile din ultimele cinci decenii au condus la lărgirea şi corectarea continuă a concepţiilor existente despre legilor naturii.

Primele trei capitole intitulate : „Mişcare şi forţă", „Electricitatea şi magnetismul" şi „Lumina" cuprind legile clasice ale fizicii. Ele se referă la legile lui Newton şi la noţiunile de bază ale mecanicii : gravitaţia şi alte forţe, despre impuls şi energie etc. Legile lui Coulomb şi noţiunile legate de fenomenele electrice şi magnetice : linii de forţă, legile cîmpului, probleme legate de electromagnetism fac obiectul capitolului 2. În continuare se tratează despre spectru, interferenţă, unde, aplicarea legilor cîmpului electromagnetic la explicarea fenomenelor legate de propagarea luminii, despre teoria emisiei etc. Conţinutul acestor capitole se referă numai la o serie de caracteristici ale materiei de a fi corpuri uşoare sau grele, substanţe moi sau rigide, solide, lichide sau gaze, substanţe care conduc electricitatea sau care pot fi magnetizate, substanţe care au proprietatea de a reflecta undele luminoase etc.

Celelalte capitole se referă la structura materiei. Astfel capitolele 4 şi 5 intitulate : „Atomii şi electronii", „Atomii în ansamble mari", se referă la o serie de teorii clasice privind chimia şi legile ei, la ipoteza atomică, la componenţa şi stabilitatea atomilor. Un loc important ocupă problema căldurii ca mişcare dezordonată a atomilor şi legătura acestor fenomene cu legile mecanicii, tratate în primul capitol, despre unele noi verificări şi dificultăţi ivite, despre căldura radiantă.

Începînd cu capitolul 6 intitulat ,,Teoria relativităţii'', lucrarea se ocupă îndeosebi de teoriile moderne care au revoluţionat gîndirea ştiinţifică în sec. al XX-lea. Autorul dă explicaţii clare asupra conţinutului teoriei relativităţii, privind mişcarea şi repausul, compararea lungimilor şi timpii, problema cineticii şi mişcarea rapidă etc.

Capitolele 7 şi 8 sînt consacrate teoriei despre ,,Cuante, unde şi particule'' şi ,,Proprietăţile atomilor''. Autorul explică cum mecanica cuantică dă răspuns problemelor legate de structura materiei ivite în procesul cunoaşterii naturii. Insistînd asupra unor experienţe privind structura atomului, Peierls se ocupă, în special, de verificarea legilor atomului, a legilor mecanicii cuantice şi cum unele legi ale chimiei apar ca consecinţe ale legilor cuantice. O altă problemă tratată este mişcarea electronilor în gaze, în solide şi lichide, despre căldura specifică a solidelor la temperaturi joase, cum şi despre posibilitatea ca o particulă să ,,împrumute'' energie în mişcarea ei pe baza principiului de nedeterminare.

Capitolul 9 intitulat ,,Electronii la viteze mari'' şi capitolul 10 ,,Nucleul atomic'' se ocupă de problemele radioactivităţii, dezintegrarea nucleului, rolul neutronilor în eliberarea pe cale artificială a energiei nucleare. O problemă importantă, fundamentală, de care se ocupă autorul, este stabilirea naturii forţelor care ţin laolaltă neutronii şi protonii dintr-un nucleu.

Ultimul capitol este consacrat studiului unor particule noi, descoperite în ultimii ani. Este vorba de ,,Mezoni şi alte particule noi'' descoperite pe baza analizei razelor cosmice şi de aparatajul folosit pentru studierea lor.

Lucrarea este însoţită de scheme explicate în text şi de un capitol de concluzii şi perspective.

L. J. Kastner, T. J. Williams şi J. B .White. **Caracteristicile supapelor de admisiune cu disc şi influenţa lor asupra procesului de umplere.** The Inst. of Mech. Eng. Proced. 178, part. I. nr. 36, 1963 — 64.

Faţă de răspîndirea extrem de mare a supapelor cu disc la motoarele cu ardere internă, numărul lucrărilor publicate asupra caracteristicilor lor de curgere, care sînt atît de importante în determinarea capacităţii de umplere a cilindrului, este foarte redus. Este şi mai interesant de remarcat că nu s-au realizat investigaţii statice, în care se măsoară debitul de aer la o supapă staţionară, corelate de experimentări în care să se ţină seamă de mişcarea supapei şi coloanei de aer. Cercetările autorului cuprind o serie de încercări statice urmate de încercări cu supapa în mişcare, ţinînd constantă căderea totală de presiune la supapă şi la canalul de admisiune. Aparatul folosit a permis mişcări la fel de rapide ca cele din motoare şi a înlocuit măsurarea caracteristicilor de curgere la toate vitezele şi cu diferite came. O a treia etapă a cercetării a constat în încercarea supapelor, trecute prin etapele precedente, pe un echipament mai complex cu piston şi cilindru. Pe această cale, condiţiile încercării s-au apropiat foarte mult de cele reale din motoare. S-au înregistrat efectele modificărilor constructive ale traseului de admisiune asupra coeficientului de umplere a cilindrului. S-a dezvoltat şi o metodă analitică de calcul al variaţiilor presiunii şi temperaturii din cilindru în timpul umplerii, folosindu-se un calculator numeric.

Încercările statice arată că debitul gravimetric printr-o supapă simplă cu disc poate fi crescut cu pînă la 20 % prin rotunjirea muchiilor de aşezare. Îmbunătăţiri în continuare pot fi realizate dacă se tratează trecerea pe sub supapă ca pe un ajutaj. O gîtuire formată în avalul imediat al supapei poate majora debitul gravimetric prin îmbunătăţirea traseului curgerii pe sub supapă, dar această gîtuire nu trebuie să aibă un diametru mai mic decît 0,87 din acela al supapei. Cu diametre mai mici, dezavantajele reducerii secţiunii depăşesc avantajele unui traseu de curgere îmbunătăţit. Formele îmbunătăţite ale supapei şi ale canalului pot fi mai susceptibile la deteriorări prin depozitări şi pot pretinde întreţinerea mai frecventă decît formele simple.

În general, rezultatele încercărilor dinamice confirmă pe cele statice, dar există şi unele deosebiri. La turaţii reduse ale camei, viteza de curgere a fost găsită mai mare decît valoarea predeterminată prin încercări statice. Se pare că aceasta se datoreşte modificărilor în traseul curgerii. Pe măsură ce turaţia camei se măreşte, debitul se micşorează ca urmare a pierderilor de energie. Pentru minimalizarea acestora, diametrul canalului trebuie să fie mai mare decît cel al supapei. Încercările au arătat că o secţiune a canalului de trei-patru ori mai mare decît aceea de trecere pe sub supapă este avantajoasă. Se recomandă, de asemenea, o racordare între canal şi secţiunea de trecere de aproximativ 40°.

N. N. Nastenko, L. A. Boroşok şi A. A. Grunaeur. **Regulatoare pentru motoare de tractoare şi combine** (Regulatorî traktornîh i kombainovîh dvigatelei). Moscova, Maşinostroenie, 1965, 251 pag., 135 fig.

Formată din nouă capitole, lucrarea tratează teoria, calculul, alegerea parametrilor optimi şi schemele regulatoarelor pentru toate regimurile motoarelor de tractoare şi combine.

Capitolul întîi se referă la cerinţele reglării regimului de turaţii la motoarele de tractoare şi combine. Astfel, se subliniază necesitatea echipării motoarelor Diesel cu regulatoare de turaţie şi se examinează caracteristicile motoarelor în cazul diferitelor metode de reglare. Un paragraf special este rezervat particularităţilor regulatoarelor pentru motoare de tractoare şi combine, în legătură cu calităţile statice şi dinamice pe care trebuie să le prezinte agregatul.

Capitolul doi se ocupă de regulatoarele automate. În primul rînd sînt descrise regulatoarele mecanice, cu strîngere prealabilă constantă şi variabilă a arcurilor, fiind citate spre exemplificare, regulatoarele motoarelor D-20 şi KDM-100. În continuare se trece la regulatoarele pneumatice şi hidraulice, iar în final se abordează problema regulatoarelor încorporate în construcţia pompelor de injecţie.

Capitolul trei analizează statica reglării automate. Se defineşte gradul de iregularitate al regulatorului şi caracteristica sa statică, cu precizarea dependenţei dintre aceasta şi parametrii constructivi. Un loc deosebit îl deţine alegerea parametrilor suprafeţei de lucru a elementului sensibil al regulatoarelor pentru toate regimurile, ca şi determinarea încărcării regulatorului. Dintre celelalte obiective ale capitolului se menţionează caracteristica statică optimă a regulatorului, metode de îmbunătăţire a acesteia, calculul parametrilor constructivi metoda grafoanalitică de determinare a caracteristicii statice, calculul static al regulatoarelor pneumatice şi hidraulice.

Capitolul patru este consacrat echilibrării mişcării şi parametrilor sistemelor de reglare. După prezentarea schemelor acestor sisteme se studiază echilibrajul motorului şi al elementului sensibil şi mecanismului de transmisie ale regulatorului. Se examinează apoi forţele de frecare în mecanismele regulatorului, cu evidenţierea metodicii experimentale de determinare. În capitol sînt incluse şi diferite metode de obţinere a efectului acceleraţiei unghiulare.

Dinamica sistemelor de reglare constituie obiectivul capitolului cinci. Iniţial se precizează particularităţile calculului dinamic al acestor sisteme şi problemele stabilităţii lor funcţionale. În legătură cu procesele tranzitorii în sistemele de reglare se prezintă echilibrajul mişcării în cazul diferitelor tipuri de perturbaţii. Capitolul tratează, de asemenea, metodele de studiere a calităţilor dinamice ale sistemului.

Capitolul şase se referă la alegerea parametrilor constructivi, în conformitate cu asigurarea unor caracteristici dinamice corespunzătoare. Reţinem din cuprins fixarea schemelor de principiu în condiţiile micşorării forţelor de frecare, alegerea parametrilor schemelor cinematice, îmbunătăţirea soluţiei adoptate prin procedee constructive.

În capitolul şapte se analizează influenţa transmisiei asupra funcţionării regulatorului. Pe lîngă enumerarea cauzelor care generează vibraţiile cremalierei pompei de injecţie şi a posibilităţilor de amortizare a diferitelor oscilaţii ale transmisiei, se prezintă rezultatele unor cercetări experimentale privind comportarea cîtorva tipuri de transmisii.

După dispozitivele de corectare ale regulatoarelor (capitolul 8), lucrarea se încheie cu studiul experimental al sistemelor de reglare (capitolul 9). Se indică problemele încercărilor de regulatoare şi se descrie utilajul folosit (oscilografe şi amplificatoare, instalaţii pentru măsurarea deplasărilor cremalierei şi cuplajului, pentru determinarea vitezei unghiulare etc.) şi bancurile de încercări.

Lucrarea oferă un material complex în tematica abordată, îmbogăţit cu numeroase exemple practice. Este utilă inginerilor şi tehnicienilor de specialitate, ca şi studenţilor din învăţămîntul tehnic superior.

V. A. Egorov. **Aparate optice și cu palpator pentru măsurarea rugozității suprafețelor** (Opticeskih i șciupovîe pribori dlia izmerenia șerhovatosti poverhnosti). Moscova, Mașinostroenie, 1965, 223 pag., 95 fig.

Lucrarea examinează criteriile calitative și sistemele de măsurare a rugozității suprafețelor organelor de mașini, precum și aparatele moderne de măsură. Este organizată în două părți, totalizînd nouă capitole.

Capitolul 1 se ocupă de parametrii fundamentali ai rugozității suprafețelor. Se indică astfel terminologia uzuală și se prezintă sistemele de referință utilizate în studiul rugozității: sistemul liniei medii, sistemul înfășurării și sistemul profilului geometric. În plus, se descrie schema de control a aparatelor de măsură.

Avînd același caracter introductiv, capitolul 2 ia în considerare epruvetele pentru studiul rugozității: epruvete pentru suprafețe cu profil regulat, utilizate la verificarea profilometrelor, epruvete cu un singur riz pentru determinarea înălțimii neregularităților, epruvete pentru compararea rugozității pieselor etc.

În continuare se trece la studiul aparatelor optice.

Astfel, capitolul 3 este consacrat parametrilor și normelor de precizie ale aparatelor de interferență. După elementele interferenței biradiale, se prezintă schemele optice ale microscoapelor de interferență fabricate în diferite țări. Caracteristicile tehnice ale acestor aparate, mărire, sensibilitate, limite de măsurare ș.a.) sînt analizate în conformitate cu prescripțiile GOST.

Construcția și principiul de funcționare ale aparatelor de interferență constituie obiectul capitolului 4. În primul rînd sînt descrise microinterferometrele Linnik tip MII-4 și MII-5 și microobiectivul de interferență Zaharievski. Un loc aparte este deținut de dispozitivul pentru determinarea deschiderii microinterferometrelor ca și de influența exercitată de aceasta asupra lățimii zonei de interferență. Utilizarea microinterferometrelor este examinată în cadrul a diferite metode, completate cu un exemplu de calcul al parametrilor rugozității. Alte probleme abordate în capitol se referă la profilometrul optic, interferometrul multiradial și interferometrul cu imersiune.

Capitolul 5 tratează metodele de măsurare a rugozității suprafețelor prin iluminarea profilului. Și aici se indică cerințele de bază și caracteristicile optice ale aparaturii și se analizează tipurile reprezentative.

După măsurarea rugozității prin metoda proiecției de umbră a profilului (capitolul 6), partea întîi a lucrării se încheie cu metodele optice utilizate în industrie, la studiul rugozității suprafețelor organelor de mașini (capitolul 7). Materialul prezentat are o importanță deosebită, dată fiind aplicarea practică a procedeelor și aparatelor examinate (studiu prin vizualizare, microscop comparativ de interferență, metoda mulajelor).

Capitolele 8 și 9 sînt rezervate aparatelor cu palpator. Primul dintre aceste capitole se ocupă de parametrii fundamentali și normele de precizie ale aparatelor cu palpator, în aceeași manieră ca și în cazul aparatelor optice. În cel de-al doilea sînt descrise aparatele moderne care fac parte din categoria studiată: profilografe și profilometre.

Lucrarea înglobează un bogat material referitor la măsurarea rugozității suprafețelor, cuprinzînd și numeroase informații și date practice, care-i conferă un plus de utilitate pentru cadrele tehnico-inginerești din industria constructoare de mașini.

Cronică

Conferința de mecanică

Între 27 și 30 septembrie 1965 s-au desfășurat în București lucrările Conferinței de mecanică, organizată de Academia Republicii Socialiste România în colaborare cu Ministerul Învățămîntului.

Conferința a reunit un număr însemnat de specialiști care activează în domeniul mecanicii, în domeniul teoretic sau experimental, în probleme cu caracter fundamental sau aplicativ, din Institutele de cercetări ale Academiei, din Institutele de învățămînt superior, din centre de cercetări departamentale sau din laboratoare uzinale. Numărul mare de comunicări prezentate 328, dintre care 60 au fost ținute de către specialiști binecunoscuți din străinătate, aparținînd unui număr important de țări (Belgia; Bulgaria; R. P. Chineză; R. S. Cehoslovacă; Franța; Grecia; R. D. G.; R.F.G.; Italia; India; Japonia; R.P.P.; R.P.U., U.S.A.; U. R. S. S.; R. P. F. Iugoslavia) arată încă o dată importanța Conferinței.

O caracteristică generală a lucrărilor prezentate în cadrul Conferinței constă în faptul că au fost prezentate atît lucrări cu caracter fundamental, dar cu o mare valoare aplicativă, cît și lucrări avînd o legătură mai imediată cu producția, realizîndu-se astfel o îmbinare armonioasă a cercetărilor fundamentale cu cele aplicative și spiritul Directivelor Congresului al IX-lea al P. C. R., privind dezvoltarea economiei naționale, a științei și culturii în anii ce vor urma.

Lucrările Conferinței s-au desfășurat în cincisprezece subsecții, care au fost grupate în patru secții, după cum urmează:

Secția I — *Mecanică generală* cu subsecțiile: probleme generale de mecanică și probleme de aero-astronautică, în care au fost prezentate aspecte teoretice ale mecanicii clasice, cît și unele rezultate obținute de cercetători în actuala problemă a astronauticii.

Secția a II-a — *Mecanica solidelor* cu subsecțiile: elasticitate, plasticitate, reologie; statica și dinamica construcțiilor, vibrații; teoria plăcilor; teoria mecanismelor; mecanica solului; organe de mașini și încercări de materiale, despre care se vor da unele detalii mai departe.

Secția a III-a — *Mecanica fluidelor* cu subsecțiile: fluide incompresibile; dinamica gazelor și magnetofluidodinamica; fluide vîscoase, strat limită, turbulența, transfer de căldură; hidraulica generală și medii poroase; lubrificație, frecare uzură.

Cercetările din acest domeniu își găsesc o largă aplicație în îmbunătățirea indicilor unor motoare (motoare cu ardere internă, tuboreactoare, turbopropulsoare) puse în mișcare prin acțiunea rapidă a unor gaze. Comunicările referitoare la scurgerea prin medii poroase au aplicații practice în exploatările petroliere și de gaze naturale.

Secția a IV-a — *Istoria și învățămîntul mecanicii* cu subsecțiile: istoria mecanicii; învățămîntul mecanicii.

Dezbaterile din această secție s-au referit la unele probleme ale învățămîntului mecanicii la noi în țară, atît în ce privește îmbunătățirea tematicii cursurilor și manualelor, în scopul unei pregătiri temeinice a viitorilor specialiști din domeniul mecanicii, cît și în analizarea unor aspecte din istoria mecanicii în țara noastră. De asemenea în cadrul acestei secții, a fost scoasă în relief și contribuția oamenilor de știință români la dezvoltarea cercetărilor de mecanică teoretică și aplicată pe plan internațional.

Numeroase comunicări susținute în cadrul Conferinței reprezintă rodul muncii din diferite domenii ale mecanicii obținute în ultimii ani.

Desigur este foarte greu a prezenta în rezumat toate cumunicările, de aceea vor fi trecute aci în revistă numai unele, în special cele de mecanica solidelor, care oferă numeroase posibilități de aplicare practică în industrie.

Astfel dintre *problemele de mecanică generală* prezintă o importanţă aplicativă mai imediată :

L. Rusu — Un regulator de turaţie cu comandă electromagnetică şi execuţie hidropneumatică.

Gh. Silaş, D. Mangeron, L. Brîndeu şi *A. Hegheduş* — Determinarea timpului de ciocnire la sisteme vibropercutante.

M. Popinceanu şi *M. D. Gafiţeanu* — Contribuţii asupra noilor metode de încercare a rulmenţilor.

St. Zarea — Calculul randamentului aspiratoarelor axial-simetrice ale turbinelor hidraulice.

La subsecţia *organe de maşini şi încercări de materiale* s-au prezentat printre altele lucrările :

N. Popinceanu, M. D. Gafiţeanu şi *V. Merticaru* — Comportarea la oboseală a unor materiale plastice.

Gh. Manea şi *R. M. Mustafa* — Contribuţii la studiul lagărelor axiale cu alunecare.

I. S. Niculescu — Îmbunătăţirea unor parametri funcţionali la ciocanele pneumatice portative.

R. M. Mustafa — Consideraţii asupra determinării temperaturii de rupere a filmului de lubrifiant.

T. Mlădinescu — Calculul coeficientului dinamic la roţile dinţate cilindrice cu dinţi drepţi.

Gh. Oncescu — Comportarea statică şi dinamică a unor cuplaje flexibile la răsucire.

N. Iosipescu şi *Gh. Grigorescu* — Noi metode experimentale pentru determimarea curbelor caracteristice la solicitările la forfecare pură a metalelor.

Dintre lucrările de *teoria mecanismelor* menţionăm :

Fl. Dudiţă — Sinteza mecanismelor cardanice sincrone.

R. C. Bogdan — Problema generală a sintezei mecanismelor articulate plane prin metoda seriilor armonic complexe.

Chr. Pelecudi şi *I. Sava* — Legile generale în sinteza mecanismelor cu came.

L. Livovski — Analiza mecanismelor automate cu elemente mecanice.

R. Voinea şi *M. Athanasiu* — Folosirea metodei grafurilor la determinarea funcţiilor de transfer pentru viteze în cazul unui mecanism plan.

T. V. Huncher — Diagrame şi monograme pentru studiul mecanismelor plane.

N. Manolescu, P. Antonescu şi *I. Erceanu* — Sinteza structurală şi cinematică a mecanismelor plane cu zece elemente.

Fl. Dudiţă — Vibraţii parametrice în transmisiile cardanice.

A. Raicu — Forme finite ale ecuaţiei de mişcare la maşinile cu tambur.

T. A. Vasu — Asupra roţii dinţate echivalente unei roţi cilindrice cu dinţi cu profil evolventă.

În cadrul Conferinţei s-au prezentat numeroase comunicări ce se referă la *lubrificaţie* — la care cercetătorii români au adus contribuţii deosebit de valoroase, *la frecare şi uzură* — probleme care au o importanţă deosebită în industrie, dintre care menţionăm :

G. Vogelpohl (R.F.G.) — Frecarea ca rezistenţă la mişcare, o problemă centrală a mecanicii.

O. Biţă şi *I. Dincă* — Asupra influenţei viscozităţii în lubrificaţia la presiuni ridicate.

N. Tipei — Asupra condiţiilor la limită în lubrificaţia suprafeţelor cu rostogolire.

N. Tipei şi *A. Nica* — Cîmpul de temperaturi în stratul lubrifiant al lagărelor cu alunecare.

L. Săveanu şi *E. Ciobanu* — Contribuţie la studiul frecării în mecanismul de ghidare cu contraghidaj în condiţii de vibraţii transversale.

Al. Nica — Asupra calculului jocului real la lagărele cu alunecare.

V. N. Constantinescu — Asupra lubrificaţiei magneto-gazodinamice.

Problema *vibraţiilor*, precum şi *statica şi dinamica construcţiilor* a făcut de asemenea obiectul a numeroase comunicări, printre care menţionăm :

C. Nicoară — Metoda de calcul al structurilor ancorate prin cabluri.

A. Stan — Aplicarea metodei diferenţelor finite la calculul frecvenţei vibraţiilor transversale ale barelor de secţiune variabilă.

A. Muszinska (*R. P. Polonă*) — Despre soluţiile periodice ale unui sistem neliniar cu două grade de libertate.

D. Voiculescu — Matricele de transfer în cazul grinzilor drepte de secţiune variabilă în trepte.

T. Dincă — Oscilaţiile libere ale sistemelor cu un grad de libertate cu caracteristica de amortizare bipătratică.

C. Broniarek (R. P. Polonă) — Variaţia neliniară de încovoiere-torsiune a unui rotor neechilibrat solicitat printr-un moment alternat de torsiune.

D. Crăifăleanu — Vibraţii transversale ale arborilor în rotaţie solicitaţi la efort axial şi la răsucire.

I. Barbălat, I. Filotti, O. Gundisch şi *A. Halanay* — O problemă de vibraţii neliniară în studiul suspensiei automobilului.

G. Schmidt (R. D. Germană) — Despre vibraţiile neliniare de torsiune ale arborilor în rotaţie.

Tematica largă a Conferinţei cum şi valoarea ştiinţificăa lucrărilor prezentate au adus şi vor aduce desigur o contribuţie importantă la apropierea dintre cercetătorii în probleme fundamentale de aceia care lucrează în învăţămînt, în laboratoare şi în producţie, va ajuta cu siguranţă la stabilirea celor mai actuale teme de cercetare necesare industriei naţionale şi va grăbi aplicarea în practică a numeroaselor rezultate valoroase obţinute pînă în prezent în domeniul mecanicii.

Aurelian Stan

Expoziţia construcţiei economice a Republicii Populare Chineze

Între 23 septembrie şi 13 octombrie a. c. a fost organizată la Bucureşti expoziţia realizărilor construcţiei economice a Republicii Populare Chineze, în pavilionul de expoziţie din parcul Herăstrău, unde au fost expuse, pe o suprafaţă de 4 500 m², numeroase produse şi fotografii care ilustrează viaţa industrială şi culturală a poporului chinez.

Numărul mare şi varietatea produselor prezentate, calitatea şi modul elegant de prezentare au impresionat plăcut pe toţi vizitatorii expoziţiei, reuşind să oglindească în linii mari importantele realizări ale poporului chinez în munca lui de construire a unei ţări socialiste puternice.

În standurile rezervate produselor industriei constructoare de maşini au fost expuse motoare, automobile, tractoare şi maşini-unelte de precizie, cum şi o serie de machete.

Astfel, în aer liber au fost expuse : autoturismul „Hunti", cu un motor în V de 210 CP, cu o viteză maximă de 180 km/h ; tractorul „Răsăritul Roşu" 54, pe şenile, prevăzut cu un motor de 54 CP ; tractorul „Răsăritul Roşu" 28, cu un motor de 28 CP ; tractorul tip „Muncitor ţăran", cu un motor de 8 CP la 1 500 rot/min, care poate fi folosit şi la arat şi la grăpat, prevăzut cu un cărucior în care pot fi transportate utilajele semănătoarea de cereale cu sistem de agăţare, tip BGx — 16 ; maşina de transplantat orez ; pluguri ; grape cu 24 discuri tip y—3,4 ; maşină pentru desprinderea boabelor de porumb de pe ştiuleţi Ty—4,5 ; pompe hidraulice centrifuge pentru irigaţii, tip 10—SH—19 şi 6—18.

În standul motoarelor au fost expuse motorul Diesel naval de mică viteză tip GESDZ 43/82 şi motorul Diesel tip 6135.

Sub formă de machetă au fost prezentate : realizările în construcţii de material rulant, locomotive tip „Satelit" cu motor Diesel şi transmisie hidraulică, vagonul de dormit şi vagonul cisternă cu o capacitate de 50 t ; realizările în construcţii navale : Cargoul „Pace", nava mixtă „Democraţie 18", acţionată de un motor tip GESDZ 43/82 de 2 000 CP, nava tanc costieră de 4 500 t, acţionată de un motor tip GESDZ 60/106 şi draga aspiratoare cu grafăr, de 350 m³ pentru curăţarea fluviilor de nămolul depus.

În standul destinat maşinilor-unelte au fost expuse : maşina universală de mare precizie pentru rectificat rotund, tip MG—1 431 ; maşina de rectificat roţi dinţate, tip Y 7125 ; maşina de rectificat roţi dinţate cu modul mic, tip HO55 ; maşina semiautomată de rectificat şanţul exterior al rulmenţilor sferici, tip M8865 ; maşina de alezat prin coordonate optice cu o singură colonă, tip 4132 ; maşină de frezat tip X—626 ; maşină de rectificat filete, tip Y—7520W.

Strungul carusel cu diametrul maxim de prelucrare de 6,300 mm, o presă hidraulică automată de forjat de 12 000 t, o macara tip pod rulant cu o forță la cîrlig de 350 t, cum și utilaje pentru rafinării, au fost expuse în fotoilustrații.

Din realizările industriei de mașini textile au fost expuse războiul de țesut cu mai multe suveici și o mașină de pieptănat bumbac, tip A 201.

Se menționează macheta hidrocentralei de la Sinangian, o importantă realizare a harnicului popor chinez, al cărui dig, înalt de 105 m și lung de 462 m, închide un lac de acumulare de 17,8 miliarde m^3.

De asemenea au fost prezentate aparate electrice și instrumente de măsurat de mare precizie : microscopul electronic tip D × A 2—8 cu o capacitate de mărire de 200 000 ori, un aparat pentru trasarea curbelor caracteristice ale tuburilor electrice, spectrometre, generator cu arc electric.

O frumoasă realizare este mașina de calcul analogică DMT—16 B.

Au mai fost prezentate un ciclotron electrostatic cu energia maximă de 200 000 eV, cîteva modele de aparate de radio cu tranzistoare, tuburi electronice de diferite forme și dimensiuni, cum și un televizor.

Din realizările industriei electrotehnice au fost prezentate : un motor de curent alternativ cu turații reglabile și cu element de redresare, cîteva tipuri de motoare de curent continuu, un stabilizator de tensiune electromagnetic, un întreruptor universal cu aer, un contactor la curent alternativ, o instalație de redresare cu siliciu, cabluri de uz industrial și telefonice.

Alături de realizările industriei metalurgice, ale industriei constructoare de mașini, ale industriei petroliere, ale industriei ușoare și textile, au fost prezentate minunate obiecte de artă, broderii, gobelinuri, obiecte de ceramică, porțelan, sculpturi în fildeș și jad și piatră, obiecte din lac și covoare — produse ale artei meșteșugărești — a căror finețe și eleganță au impresionat pe vizitatori.

De asemenea au fost prezentate produse din materiale plastice, instrumente muzicale, jucării, produse de uz casnic, numeroase și variate produse agricole, cum și produse alimentare prelucrate.

Numeroși vizitatori ai acestei expoziții au avut și cu acest prilej posibilitatea să cunoască realizările poporului chinez pe linia socialismului.

Organizarea acestei expoziții va aduce o contribuție importantă la dezvoltarea în continuare a colaborării prietenești și a relațiilor economice și comerciale dintre popoarele chinez și român.

Adunarea anuală a institutului Internațional de sudură (I. I. S.)

Prezenta informare se compune din două părți : prima parte este comunicatul de presă preliminar (Doc. SG—398—65) elaborat de Comitetul de direcție al IIS-ului, a doua parte fiind o trecere succintă în revistă a contribuției adusă de delegația română.

I. Comunicat de presă preliminar asupra adunării anuale a I.I.S.-ului din 1965. Doc. (39 — 865)

La invitația Institutului francez de sudură și a Societății inginerilor sudori, s-a ținut la Paris între 4 și 10 iulie 1965 a XVIII-a Adunare anuală a IIS-ului, la care au participat circa 900 de reprezentanți din 26 de țări. Adunarea, sub înalta prezidare a Domnului Ministru al afacerilor externe, Domnului Ministru al educației naționale, Domnului Ministru al industriei și a Domnului Secretar de Stat însărcinat cu cercetările tehnice și problemele atomice și spațiale, a fost deschisă de Dl. Maurice Bokanowski, Ministrul industriei, în cadrul unei ședințe oficiale la Palatul UNESCO, unde Dl. Prof. P. Bastien, președintele Comitetului francez de organizare și Dl. Prof. K. Rühl, președintele IIS-ului, au luat de asemenea cuvîntul.

Programul. Ședințele de deschidere și de închidere a Comitetului de direcție și a Biroului IIS-ului, ședințele celor XVI comisii de lucru, care au figurat în programul Adunării anuale, au avut loc la Școala centrală de arte și manufactură. În numeroase cazuri, în cursul ședințelor s-au făcut propuneri de publicare a unor documente. Cea mai mare parte din documentele propuse pentru publicare vor apărea în revista IIS-ului „Le Soudage dans le Monde" și în revistele tehnice ale țărilor membre.

La începutul Adunării anuale, Dl. Prof. G. A. Homes (Belgia) a prezentat Conferința Portevin pentru anul 1965 : Comportarea mecanică a sudurilor în lumina examenelor nedistructive. În afară de aceasta, a avut loc un colocviu al Comisiei I pe tema : Tăierea termică. În cadrul colocviului au fost prezentate 41 de memorii și un film, din partea a 12 țări.

O secție specială a Expoziției internaționale de publicații din domeniul sudurii, deschisă în tot decursul Adunării anuale, a fost consacrată literaturii tehnice din țările membre pe teme dinainte stabilite. Delegații au putut participa la șapte vizite în uzine, institute de cercetare și șantiere de construcții pentru poduri sudate. După terminarea Adunării delegații au avut posibilitatea să facă excursii de interes tehnic și turistic în diverse regiuni ale Franței.

Președintele IIS-ului. Mandatul Dlui Prof. K. Rühl (R. F. G.) va expira în 1966 și, ca atare, Dl. F. L. Plummer (S. U. A.) a fost ales ca succesor.

Vicepreședinți ai IIS-ului. Ca urmare a unei modificări în statutul IIS-ului, numărul vicepreședinților a crescut de la cinci la șase. Dnii B. Kjellberg (Suedia) și N. N. Rikalin (U. R. S. S.) au fost aleși ca vicepreședinți, odată cu încheierea mandatului Dlui Jarnefalt (Finlanda).

Dl. Prof. A. Leroy (Franța) a fost reales în funcția de secretar științific și tehnic al IIS-ului.

Președinți ai comisiilor VI, X, XI, și XII. Dl. Prof. G. Herpol (Belgia) a fost ales președinte al Comisiei a VI-a în locul Dlui dr. Van Horenbeck (Belgia), iar Dnii R. Weck (Anglia), A. H. Sluis (Olanda) și M. Komers (R. F. G.) au fost realeși ca președinții ai comisiilor X, XI, respectiv XII.

Adunarea anuală viitoare. Viitoarea Adunare anuală a IIS-ului va avea loc la Delft (Olanda) între 9 și 16 iulie 1966.

Medalia Edström. S-a hotărît ca prima medalie Edström să fie decernată post mortem lui W. Edström (Suedia), care de la înființarea IIS-ului (1948) și pînă la moartea sa (1962), a îndeplinit succesiv funcțiile de trezorier, vicepreședinte și președinte.

II. Contribuția delegației române la adunarea anuală I.I.S.

Delegația română a fost formată din 13 persoane și condusă de Acad. Șt. Nădășan, președintele Comisiei de Sudură a Academiei Republicii Socialiste România. În comisiile de lucru ale IIS-ului au fost discutate următoarele note înaintate de specialiști din țara noastră :

COMISIA II.

Sălăgean, T. și *Boarnă, C.* (Academia Republicii Socialiste România) : O relație între criteriile P și A privind comportarea dinamică a transformatoarelor de sudură.

Million, A. (MICM—ICTCM): Despre o metodă de determinare a conținutului de hidrogen în metalul depus, pentru caracterizarea electrozilor de sudură.

Million, A. (MICM—ICTCM): Interpretarea cantitativă a neomogenității chimice a îmbinărilor sudate.

Grosu, St., Popovici, Vl și Drăgănescu, O. (MICM-Electroputere și M.I.—I.P.T.) : Instalație de sudare cu arcul electric cu mai multe posturi și frecvență mărită.

Popovici, Vl. și Kalleder, A. (M.I.—I.P.T. și MICM-Electroputere) : Instalație pentru pregătirea mecanizată a rosturilor la sudarea lonjeroanelor.

COMISIA III.

Sălăgean, T., Selmereanu, H. și Moga, S. (Academia Republicii Socialiste România) : Comportarea la sudare a șinelor cu conținut ridicat de carbon.

Both, D. și Florea, L. (M.I. — I.P.T.) : Contribuții la sudarea la rece prin puncte a barelor din aluminiu.

COMISIA V.

Rațiu, M. și Prexl, R. (DGMSI-Metrologie Timișoara) : Introducerea reglementării ciclonului de încercare pentru determinarea durității Rockwell.

COMISIA VI.

Hrelescu, M. și Lipovan, L. (Academia Republicii Socialiste România) : Listă terminologică pentru tăierea termică a metalelor.

COMISIA X.

Hajdu, I. și Kovals, L. (M.I.—I.P.T.) : O nouă propunere de relație pentru calculul alungirii la fluaj la o durată de 500 ore, prin încercări de 50 de ore.

COMISIA XI.

Rudnițchi, B. și Ionescu, P. (MIPCh—IMPCh) : Executarea prin rulare a rezervoarelor și recipienților cilindrice verticale sudate.

Ionescu, P. și Petrișor, A. (MIPCh — IMPCh) : Considerații asupra sudării țevilor de cupru cu pereți subțiri prin procedeul de sudare T. I. G.

COMISIA XII

Hrelescu, M., Bär, F., Vas, A. și Lipovan, L. (Academia Republicii Socialiste România) : Alierea în arcul electric a oțelului moale în vederea obținerii de straturi rezistente față de cavitație.

Vas, A. și Popovici, D. (Academia Republicii Socialiste România) : Fenomene la aprinderea jetului de plasmă.

Micloși, V. și Centea, O. (MICM — ICTCM) : Fenomene tranzitorii la retopirea electrică în baie de zgură.

COMISIA XV

Șarlău, C. și Radu, D. (M.I.—I.P.T.) : Contribuții la studiul construcțiilor sudate din țevi.

COMISIA XVI

Popovici, VI. și Szénassy A. (M.I.—I.P.T. și MICM-Electroputere) : Ansamble sudate din materiale plastice aplicate la acoperiri galvanice.

Notele delegației române au fost primite cu interes și în majoritatea cazurilor s-a considerat că ele au adus un aport în tematica recomandată de IIS, respectiv au prezentat teme noi de luat în considerare în comisiile de lucru ale IIS-ului.

La expoziția internațională de publicații, prin grija Centrului de cercetări tehnice din Timișoara a Academiei Republicii Socialiste România s-au trimis cărți, reviste, standarde și alte publicații, puse la dispoziție de Ed. Academiei, de Ed. tehnică de O. S. S. și de autori. În felul acesta standul Republicii Socialiste România s-a prezentat împrospătat și îmbogățit.

Din inițiativa Centrului de cercetări tehnice din Timișoara al Academiei Republicii Socialiste România și a Comisiei de sudură, cu sprijinul MICM-ului s-a pregătit un număr (nr. 6/7) al revistei Construcția de Mașini care cuprinde 24 de articole pe 136 pagini, recenzii și informări din domeniul sudurii și încercărilor de metale. Un număr de 80 reviste a putut fi distribuit participanților la Adunarea anuală și mulți alți participanți și-au exprimat dorința de a primi revista. Se consideră că nr. 6/7 al revistei Construcția de Mașini a reușit că prezinte progresele și realizările noastre în domeniul sudării și încercărilor de metale în timpul care s-a scurs de la Adunarea anuală din 1964.

Prin notele prezentate, intervențiile și discuțiile purtate, prin standul de publicații și numărul 6/7 al revistei Construcția de Mașini, delegația noastră s-a prezentat pe o linie ascendentă în raport cu Adunările anuale precedente. De altfel numeroși participanți, președinți de comisii și personalități din conducerea IIS-ului, au subliniat aportul important al delegației românești.

Acad. *Șt. Nădășan*
Conf. *T. Sălăgean*

Expoziție de sudură

Întreprinderea sovietică de comerț exterior Mașinoexport a organizat la București, între 24 și 25 iulie, o expoziție de aparate de sudură.

Dintre exponatele prezentate s-au remarcat :

Instalațiile de sudare UDAR pentru sudarea manuală cu arc în curent alternativ a aluminiului și aliajelor sale, cu electrozi nefuzibili din tungsten, în atmosferă protectoare de argon, care poate fi folosită și la sudarea oțelurilor speciale. Instalația este construită în patru variante : UDAR—300—1, UDAR—300—2 ; UDAR—500 și UDAR—500—1.

Mașina de sudat prin puncte MT —75 pentru sudarea pieselor din oțel carbon, care poate fi folosită și la sudara pieselor din oțel inoxidabil și aluminiu (în acest caz este prevăzută cu un întreruptor sincron cu ignitroni, în locul contactorului cu ignitroni, pentru reglarea precisă a timpului de sudare). Cursa electrodului superior este rectilinie și verticală. Presiunea între electrozi este obținută cu ajutorul aerului comprimat și menținută constantă independent de uzura electrozilor. Mașina este prevăzută cu un dispozitiv electronic de temporizare (cu patru poziții) care asigură funcționarea automată a mașinii și efectuarea operațiilor individuale ale ciclului de sudare cu reglarea precisă a duratei lor de timp.

Portelectrodul inferior se poate deplasa vertical. Mașina poate fi folosită în producția de serie în diferite ramuri industriale.

Mașina de sudat automată tip АДС 1000—2 pentru sudarea automată cu arc sub flux, în curent alternativ, a oțelului carbon, cu o grosime de 4 mm și mai mult, care poate fi folosită la sudarea cap la cap cu sau fără șanfrenare în V. Cu această mașină se pot efectua cusături pe suprafețe orizontale sau înclinate la 15° față de orizontală. Viteza de înaintare a electrodului este reglată automat în funcție de tensiunea arcului.

Mașina de sudat automată АДФ —500 pentru sudarea cu arc, în curent continuu, a oțelului sub flux, cu electrod consumabil din oțel, cu ajutorul căreia se obțin un randament ridicat și o calitate foarte bună a cusăturii.

Mașina de sudat semiautomată A—929, pentru sudarea în atmosferă de bioxid de carbon, cu electrod de diametru mic sau mare, care permite schimbarea regimului de sudare, în timpul sudării, fără întreruperea arcului electric, ceea ce face ca să poată fi folosită la sudarea pieselor situate în diferite poziții unele față de altele. Această mașină este în special comodă pentru sudarea în construcții, deoarece nu folosește curent alternativ.

Mașina de sudat semiautomată A—765, pentru sudare și încărcare, cu electrod învelit sau din oțel aliat, fără flux sau atmosferă protectoare, care este realizată în trei variante : cu toate organele mașinii montate în pupitrul de comandă,cu mecanismul de înaintare separat și — pentru sudarea în locuri cu acces dificil — cu mecanismul de înaintare echipat cu o bobină portelectrod, astfel încît acesta să poată fi depărtat cu 15 cm.

Mașina de sudat МЩП—100, МЩП—150 și МЩП—200, pentru sudarea electrică prin rezistență a pieselor din oțeluri cu conținut scăzut de carbon sau aliate, care poate fi livrată în două variante — pentru sudarea cusăturilor longitudinale și pentru sudarea cusăturilor transversale. Cu ajutorul acestei mașini se pot obține și cusături etanșe continue și cusături prin puncte.

Mașina de sudat МТП —150/1 200—3, pentru sudarea prin puncte a armăturilor pentru beton armat și a tablei de oțel cu conținut scăzut de carbon.

Dispozitivul de încărcare A—384—MK, cu care se poate încărca automat sub strat de flux suprafețe plane sau de revoluție, se poate fixa pe o mașină specială pentru încărcare cu pas de deplasare determinat ; se poate lucra cu electrozi înveliți de 3 — 3,5 mm diametru, cu electrozi obișnuiți de 3—6 mm diametru sau cu bandă de 20—100 mm lățime și 0,2—1,2 mm grosime, din cupru, bronz, oțel moale sau semimoale.

Viteza de înaintare a electrodului nu depinde de tensiunea arcului de sudare.

Mașina de tăiat cu flacără oxiacetilenică M—2, tip RADUGA, cu două arzătoare oxiacetilenice pentru tăierea tablei de oțel cu conținut redus de carbon de 5—300 mm grosime, în linie dreapta sau după traseu curbiliniu.

Transformatorul portativ TC—1, pentru sudarea manuală cu arc, de construcție ușoară.

Expoziția a fost vizitată de un mare număr de ingineri și tehnicieni, care au apreciat calitatea exponatelor prezentate.

Tîrgul internaţional de la Brno

Ediţia 1965

Între 16 şi 26 septembrie 1965 a avut loc în R. S. Cehoslovacă cea de-a VII-a ediţie a Tîrgului internaţional de la Brno, care s-a desfăşurat sub deviza: „Tehnica în slujba progresului şi a păcii''.

Parcul expoziţiilor a ocupat o suprafaţă de 75 ha, din care:

— suprafeţe acoperite : 72 000 m^2 (14 pavilioane);
— suprafeţe de expunere în aer liber : 65 000 m^2;
— spaţii verzi special amenajate : 110 000 m^2.

Numărul expozanţilor s-a ridicat anul acesta la 872, reprezentînd 39 de ţări. Faţă de prima ediţie a Tîrgului (1959), numărul expozanţilor a cunoscut o continuă creştere, cu următoarea dinamică:

Anul	Numărul expozanţilor	Numărul ţărilor
1959	432	31
1960	492	28
1961	505	37
1962	539	51
1963	577	43
1964	620	36
1965	872	39

Din cele 39 de ţări participante, un număr de 34 de ţări, printre care şi Republica Socialistă România, au fost reprezentate în Pavilionul Naţiunilor prin pavilioane naţionale sau standuri.

Trăsătura caracteristică a Tîrgului a constituit-o — ca şi pînă acum — specializarea în domeniul construcţiilor mecanice, sectorizarea expoziţiilor făcîndu-se pe 12 grupe principale de produse:

— maşini-unelte, maşini de format şi accesorii;

— echipament metalurgic, minier şi de foraj;

— maşini şi echipament pentru industriile chimică şi alimentară;

— maşini şi echipament pentru industriile pielăriei, textilă şi cauciucului;

— maşini şi echipament pentru industria poligrafică, maşini de birou şi statistice;

— echipament pentru tehnica climatizării;

— echipament energetic şi electrotehnic pentru curenţi de mare intensitate;

— echipament electrotehnic pentru curenţi de mică intensitate;

— tehnică nucleară, sanitară şi de laborator;

— tehnica transporturilor;

— tractoare şi maşini agricole;

— materii prime, semiproduse şi substanţe chimice de bază.

De asemenea, s-a organizat un Salon internaţional de automobile la care au participat cele mai cunoscute uzine de automobile: Ford (Anglia şi Republica Federală Germană), Daimler-Benz, Saab, Moskvici, Skoda, Renault etc.

Ediţia din acest an a Tîrgului internaţional de la Brno s-a remarcat prin numărul sporit al ţărilor şi firmelor participante, prin înaltul nivel tehnic şi calitatea superioară a exponatelor prezentate.

Ţara gazdă a expus produse din fabricaţia a circa 300 de întreprinderi, fiind reprezentată prin 14 întreprinderi de comerţ exterior.

STROJIMPORT a expus pe o suprafaţă de 2 000 m^2 maşini-unelte aşchietoare, maşini de format, maşini pentru prelucrarea sticlei, aparate de măsură şi control etc. Din cele 68 de maşini-unelte prezentate, 26 au constituit noutăţi.

Din expoziţia Strojimport s-au remarcat:

— maşina orizontală de alezat şi frezat, Skoda, tip W 200;

— maşina de rectificat interior, tip BDA 100, cu ciclu semiautomat;

— strungul semiautomat de copiat, tip SPT—32 Ekonomat, conceput din elemente standardizate;

— strungul revolver, tip RB—100.

STROJEXPORT a prezentat în 20 de expoziţii 555 de produse, aparţinînd celor 120 de întreprinderi pe care le reprezintă în relaţiile de comerţ exterior.

În expoziţia motoarelor Diesel atrage atenţia motorul Skoda 9 S350 II/PS, cu o putere de 1 670 CP la 375 rot/min, construit din elemente standardizate, care va fi în agregatele Diesel-electrice cu o putere integrat de 1 450 kVA.

Centrala Diesel-electrică mobilă tip GAP 160, cu o putere de 140 kVA constituie o sursă raţională de energie pentru iluminare, precum şi pentru propulsia motoarelor şi utilajelor utilizate în construcţii, agricultură, explorări geologice etc.

În domeniul electrotehnic un interes deosebit au trezit servomotoarele destinate mecanizării şi automatizării exploatărilor complicate, precum şi noua serie de motoare electrice 2 AP.

Dintre utilajele de construcţii citām ruloul compresor rutier vibrator VVTT 1 şi compresorul cu două etaje DK 200, vehiculul de tracţiune monoaxial T 180 (medaliat la Tîrgul internaţional de la Brno în 1964 şi la Tîrgul de primăvară de la Leipzig din acest an) a fost expus din nou cu o caroserie concepută mai practic.

O maşină unică în felul său a constituit-o locomotiva electrică Skoda 32 E, pentru tracţiunea garniturilor grele, cu caroseria în întregime din laminate.

Expoziţia TECHNOEXPORT a cuprins 77 de produse, din care 38 noutăţi, din sectoarele, energetic, termic şi hidraulic, laminoare, echipament pentru industriile chimică, alimentară, frigorifică etc.

Dintre noutăţi menţionăm arzătorul rotativ pentru huilă cu un randament de 180 kg/h, macheta hidrocentralei d la Cachoeira—Brazilia, macheta laminorului de calibrare, instalaţia pentru fabricarea oxigenului cu o capacitate de 25 Nm^3/h, separatorul magnetic MR 9/20 A, centrifuga vibratoare R 20 şi altele.

KOVO a prezentat peste 1 300 produse de mecanică de precizie şi mecanică generală, din care 135 de noutăţi, expunînd aparatură pentru telecomunicaţii, maşini cu cartele perforate, calculatoare analogice, aparate de măsură şi reglaj, echipament cronometric, material electrotehnic pentru curenţi slabi etc.

MOTOKOV a participat cu peste 1 200 de produse, ocupînd o suprafaţă totală de 17 000 m^2. Din exponatele sale cităm autoturismele Skoda, cu noul tip Skoda 1000 MB, motocicletele de concurs şi motocros JAWA—CZ, motocicletele de sport, motocicletele speciale „Trial'', seria unificată de tractoare Zetor, camioane, vehicule speciale şi autobuze.

Dintre produsele industriei aeronautice cehoslovace, OMNIPOL a prezentat avionul de antrenament acrobatic Z 326 Trener Master avionul agricol Z 327 Čmelák — expus cu echipamentul agricol —, avionul de antrenament cu reacţie L 29 Delfin, cu cabina de antrenament pentru piloţi TL 29, motoare, elice, aparate de bord şi echipament de securitate. De asemenea, în expoziţiile sale Omnipol a expus arme de vînătoare şi de sport, produse ale tehnicii explozivilor şi ale tehnicii nucleare.

UNIUNEA SOVIETICĂ, participantă pentru a şaptea oară la Tîrg, a fost reprezentată prin 12 întreprinderi de comerţ exterior, expunînd în total 2 000 de produse. Un deosebit interes au trezit strungul automat 1 A 240—6, maşina de filat PK 100—1, rinichiul artificial, precum şi noile modele ale autoturismelor Volga şi Moskvici.

STATELE UNITE ALE AMERICII nu au avut o reprezentanţă oficială la Tîrg, dar au participat prin şase firme şi diferite filiale din Europa ale unor consorţii americane.

AUSTRIA a fost reprezentată prin 70 firme, ITALIA — 61, MAREA BRITANIE — 55 etc.

O bogată participare au avut R. D. GERMANĂ, R.P. POLONĂ, R.P. BULGARIA, R.P. UNGARĂ şi R.S.F. JUGOSLAVIA, ale căror exponate au putut fi văzute aproape în toate expoziţiile Tîrgului.

Se impune a fi relevată rigurozitatea cu care au fost selecţionate exponatele prezentate la Tîrg de către firmele participante, tehnicitatea lor ridicată, ilustrate şi prin faptul că la concursul pentru decernarea medaliilor de aur au fost înscrise 339 de produse din 20 de ţări. Cele 31 de medalii de aur acordate de juriu au revenit numai exponatelor care au depăşit nivelul mediu mondial prin parametrii tehnici şi economici, precum şi prin utilitatea serviciilor aduse societăţii. Cel mai mare număr de medalii de aur (14) a fost obţinut de R. S. Cehoslovacă.

Medaliile de aur au fost decernate următoarelor produse:

Nr. crt.	Denumirea produsului	Firma şi ţara
1	Maşină de rectificat angrenaje prin generare, tip OB 16 A.	TOS Celákovice, R.S.C.
2	Maşină specială de rectificat rotund cu ciclu automat, tip BE 21.	TOS Hostivar, R.S.C.
3	Maşină de frezat cu consolă, tip FB — 40 — H.	TOS Kurim, R.S.C.
4	Maşină orizontală de alezat şi frezat, SKODA, tip W—200.	SKODA, R.S.C. Plzén, R.S.C.
5	Maşină de rectificat fără centre — pentru rectificarea cilindrilor — CENTERLESS MICROREX, nr. 2—16.	MICROREX S. A., Franţa.
6	Aparat divizor optic, tip P—3.	VEB Carl Zeiss, Jena, R.D.G.
7	Platformă de foraj	ALIMAK — Verken AB, Skellefteä, Suedia.
8	Uscător pulverizator MINOR PRODUKTION.	A/S Niro Atomizer, Copenhaga, Danemarca.
9	Extractor centrifugal, tip ABE—216.	ALFA—LAVAL AV, Tumba, Suedia.
10	Maşină automată de tricotat pentru şosete, cu doi cilindri şi trei căderi, tip D—3 Va.	Zapadomoraveské Strojirny, Trebic, R. S. C.
11	Război de ţesut cu lanţ „KOKETT 2", model 5 219.	VEB Wirkmaschinenbau Limbach—Oberfrohna R.D.G.
12	Maşină automată de bobinat în cruce AUTOCONER.	W. Schlafhorst and Co, München-Gladbach, R.F.G.
13	Maşină de modelat încălţămintea din materiale plastice.	ZPS Gottwaldov, R. S. C.
14	Maşină de filat dublu, tip PK—100.	TECHNOPROMIMPORT, Moscova, U. R. S. S.
15	Dinamometru automat USTER.	ZELLWEGER A. G., Uster, Elveţia.
16	Spectrograf automat USTER.	Idem
17	Maşină de pieptănat pentru bumbac.	PLATT BORS and Co Ltd, Olanda, Anglia.
18	Motor Diesel staţionar cu 9 cilindri, SKODA, tip 9 — S 350 II PS.	Ceskoslovenské závody naftovych motoru, Praga, R. S. C.
19	Presă de vulcanizare pentru curele trapezoidale, tip 44617.	CHEPOS, závody chemickéno a potravinarského stroijrenstvi, Brno R. S. C.
20	Turbină cu expansiune, tip EXT—80 RZ.	Prvni brnenská strojirna ZKG, Brno, R. S. C.
21	Microscop electronic TESLA, tip BS—413 A.	TESLA, Brno, R. S. C.
22	Microvoltmetru selectiv, tip 203.	ELECTRIM, Varşovia, R. P. P.
23	Voltmetru digital, tip LM 1480.	SOLARTRON ELECTRONIC Group Ltd, Farnborough, Anglia.
24	Centrală telefonică CROSSBAR RURAL, tip CR—20.	BUDAVOX, Budapesta, R. P. U.
25	Aparat radiologic cu comandă de la distanţă TELEMAT, cu generator cu tranzistor.	GENERAL MEDICAL BALTEAU, Liège, Belgia.
26	Echipament stomatologic CHIRASTOM, tip 519.	CHIRANA-Záwody zdravotnickej techniky, R.S.C.
27	Rinichi artificial.	MEDEXPORT, Moscova, U. R. S. S.
28	Aparat pentru detectarea radiaţiei PHO/GAMMA Scintilation Camera.	NUCLEAR-Chicago Corp., S. U. A
29	Cabină de antrenament pentru piloţi, tip TL—29.	Stredoceské strojivenstvi Vodochdy, în colaborare cu IREA, IRMM, ARITMA, Elektrosignal, Tehnometra şi Zavody prumyslové automatizace, R. S. C.
30	Automacara pe şasiu cu roţi, tip SD—080.	CKD, Praga, R. S. C.
31	Maşină de muls automat, tip DA—100.	AGROSTROJ, Pelhrimov, R. S. C.

★

Cu ocazia Tîrgului internaţional de la Brno, Societatea ştiinţifică şi tehnică cehoslovacă a organizat un număr important de manifestări ştiinţifice şi tehnice, care a cuprins Congresul internaţional de chimie şi aparataj chimic (CHISA), colocvii, zile profesionale industriale, zile profesionale agricole, precum şi a IV-a Conferinţă internaţională a redactorilor din presa tehnică. De asemenea, un bogat program de conferinţe şi filme tehnice au permis specialiştilor cunoaşterea celor mai noi realizări ale firmelor participante.

Indicele ascendent al rezultatelor celor şapte ediţii ale Tîrgului, specializarea în domeniul construcţiilor mecanice, sectorizarea pe grupe principale de produse, caracterul riguros selectiv, legătura cu o serie de manifestări ştiinţifice şi tehnice fac ca Tîrgul internaţional de la Brno să constituie un important eveniment internaţional, care răspunde din plin misiunii sale de a promova o ambianţă optimă pentru extinderea relaţiilor comerciale internaţionale.

Informaţii

Generator de cuplu hidraulic

Un multiplicator de cuplu hidraulic realizat de o întreprindere daneză prezintă o gamă variată de aplicaţii : amplificarea momentelor motoare reduse, sincronizarea mişcărilor de rotaţie, înlesnirea operaţiilor manuale etc.

Generatorul se compune din două părţi principale : un servomecanism rotativ şi un ansamblu motor care amplifică cuplul motor ; cele două părţi sînt legate astfel încît să permită apariţia unui semnal de contrareacţie la un servoventil. În plus, sistemul asigură o antrenare mecanică în cazul unei defectări a celei hidraulice.

În cazul cînd cuplul motor este nul, ventilul deschis permite circulaţia liberă a uleiului către rezervor.

Cînd momentul cuplului motor la axul de intrare depăşeşte 0,3 kgfm, organele mobile ale ventilului închid trecerea către rezervor, iar curentul de ulei pătrunde în mecanismul motor, care imprimă servoventilului tendinţa de deplasare în poziţie neutră, astfel încît cuplul motor aplicat este amplificat, indiferent de sensul de rotaţie ; comanda poate fi menţinută pentru toată gama de viteze respectivă.

Generatorul este realizat în două mărimi : 7,7 şi 11 kgfm la ieşire pentru 0,3 kgfm la intrare, presiunea de alimentare fiind de 70 kgf/cm^2.

O maşină de perforat pentru pozarea conductelor subterane

O întreprindere engleză a realizat o maşină de perforat pentru pozarea conductelor de 460 mm diametru, sub drumuri, căi ferate sau rîuri, fără a afecta suprafaţa solului.

Maşina este acţionată de un motor Diesel prin intermediul unei transmisii hidraulice şi poate monta, în condiţii normale, tronsoane de conductă pînă la 61 m lungime.

Întrucît motorul constituie o unitate separată, maşina poate fi introdusă şi în puţuri, lungimea sa fiind de numai 2,4 m.

Greutatea maşinii este de 907 kgf ; momentul aplicat burghiului la turaţia de 86 rot/min este de 9 767 kgfm, cu o forţă de împingere de 20 tf pentru un avans de 2,4 m/min.

Turaţia poate fi variată între 35 şi 86 rot/min, prin intermediul reglajului motorului. Avansul burghiului poate fi variat între 0 şi 6,7 m/min cu ajutorul unei vane.

Acoperiri cu răşini sintetice prin depunere electrostatică

Aplicarea metodei de depunere electrostatică la acoperiri cu răşini sintetice nu a determinat pînă în prezent rezultate corespunzătoare, acoperirile rezultate prezentînd o fineţe redusă şi lipsă de omogenitate.

O serie de cercetări experimentale a dus la concluzia că unul din factorii care influenţează calitatea acoperirii prin metoda considerată este conductibilitatea electrică a răşinii folosite. Astfel, dacă conductibilitatea este prea mare sau prea redusă, calitatea acoperirii obţinute este inferioară.

Prin adăugarea unor compuşi organici polari în răşinile sintetice corespunzătoare s-a putut determina o conductibilitate electrică favorabilă unei bune atomizări. Adaosurile respective, în proporţie de 0,1 pînă la 10 % în greutate, prezintă proprietatea de a micşora rezistivitatea răşinii. Se folosesc săruri, esteri sau amide ale acizilor organici cu catena lungă ; grupul hidrocarbură asigură compatibilitatea necesară dintre răşină şi solvent, iar grupul acid, conductibilitatea electrică dorită.

Rezultate corespunzătoare s-au obţinut cu stearat de magneziu, izopropanolamidă etc.

Şuruburi matriţate pentru lemn

O întreprindere germană de specialitate a realizat două tipuri de maşini pentru fabricarea automată a şuruburilor pentru lemn.

Primul tip de maşină este o presă pentru matriţat care formează filetul prin refulare în sensul axei şurubului, forma spirală fiind determinată de matriţă ; productivitatea atinsă este de 25 buc./min. Faţă de fabricarea prin aşchiere rezultă o economie de material de 16 pînă la 18 %. Şuruburile realizate prezintă o formă perfect rotundă.

Al doilea tip de maşină realizat este destinat prelucrării vîrfului şuruburilor fabricate de prima maşină. Productivitatea respectivă atinge 45 buc./min.

În ce priveşte calitatea şuruburilor astfel realizate se poate menţiona că, datorită ecruisării determinate la formarea spiralelor, rezistenţa părţii filetate este egală cu aceea a părţii netede.

Se pot fabrica prin matriţare şuruburi din oţel, alamă sau aluminiu.

Un nou aditiv pentru benzină

O societate americană (Sinclair Refining Company) a anunţat punerea la punct a unei noi formule de benzină comportînd un singur aditiv pe bază de nichel.

După informaţiile publicate pînă în prezent de societatea menţionată, descoperirea respectivă ar fi cea mai importantă din ultimii 20 de ani în domeniul calităţii benzinei.

Noul aditiv pe bază de nichel permite reducerea cifrei octanice, mărind, în acelaşi timp, puterea motorului.

Unelte pneumatice utilizate în chirurgie

O serie de unelte pneumatice utilizînd aerul sau azotul comprimat înlocuiesc astăzi ferăstraiele, foarfecele sau ciocanele folosite în mod obişnuit în cadrul chirurgiei osoase.

În prezent, unelte pneumatice de frezat de acelaşi fel sînt întrebuinţate în peste 800 de spitale din S.U.A., permiţînd reducerea duratei operaţiilor chirurgicale cu circa 80 %.

Primele instrumente aveau o greutate de 0,23 kgf şi o turaţie de 100 000 rot/min.

Modele actuale prezintă o specializare mai avansată, iar turaţia este mai redusă. De exemplu, un instrument folosit în chirurgia craniană are o greutate de 0,5 kgf, puterea dezvoltată este de 1/6 CP, iar turaţia de 20 000 rot/min. Un alt model, cu o turaţie de 350 rot/min, este folosit pentru introducerea sau scoaterea acelor, firelor sau şuruburilor din oase.

Datorită preciziei funcţionale, instrumente de acest fel sînt folosite şi în chirurgia cardiacă pentru înlăturarea depozitelor de calciu care blochează inima

Revista Revistelor

Automobil Technische Zeitschrift, nr. 5/1965: *Martin, R.* şi *Finke, H. O.* — Măsuri comparative ale zgomotelor autovehiculelor; *Bobbert, G.* — Studiu statistic al suspensiei elastice a unui motor cu ardere internă; *Winkelholz, E. A.* — Zgomotele mecanice ale motoarelor răcite cu aer; *Urban, P.* — Zgomote de rezonanţă în caroserii; *Kamm, W.*, *Hontschick, H.* şi *Niemann, K.* — Stabilitatea direcţiei autovehiculelor. Încercări pe modele şi calcule (I); *Spindler, W.* — Traiectoriile reale şi acceleraţiile laterale ale automobilelor la viraje (I); *Sitterding, H.* — Autoturisme europene în 1965 (la salonul de la Geneva). **Nr. 6/1965:** *Schildberger, F.* — Daimler şi Benz la Expoziţia mondială din 1889 de la Paris; *Kraft, K. Fr.* — Sistemul de transmisie al automobilului Daimler din 1889; *Förster, H. J.* — Transmisii automatice ale automobilelor compacte americane; *Metzger, H.* — Automobilul de curse Porsche Grand Prix (II: Transmisia şi şasiul); *Lustig, W.* — Autogunoierul MAN (I); *Guttenberg, P.* — Autovehicule pentru combaterea incendiilor.

Traktorî i selhozmaşinî, nr. 6/1965: *Kleţkin, M. I.* şi *Poleşcenko, P. V.* — Problemele de bază ale dezvoltării producţiei în sensul creşterii calităţii, eficienţei şi durabilităţii maşinilor agricole; *Margulis, Iu. B.*, *Povetkin, G. M.* şi *Kaminskii, V. N.* — Răcirea cu aer a compresorului ca mijloc de ridicare a eficienţei turbosupraalimentării motoarelor Diesel; *Tumarkin, M. B.* — Alegerea schemei transmisiei hidraulice a comenzii direcţiei tractorului T-125; *Razumovskii, M. A.* — Îmbunătăţirea calităţilor vibroacustice ale cabinelor de tractoare; *Rîk, G. M.* — Pierderile mecanice ale grupului piston al motoarelor Diesel; *Anilovici, V. Ia.* — Asupra metodei de calcul al variaţiilor de viteză ale tractoarelor la deplasarea pe teren accidentat; *Hlîstov, A. N.* — O metodă de măsurare a forţelor de tracţiune în lanţul de şenilă al tractoarelor; *Levitanus, A. D.* — Asupra problemei încercării raţionale a tractoarelor; *Gnedenko, B. V.* şi *Popov, V. P.* — Asupra problemei eficienţei tehnicii agricole; *Ţiţiv, M. V.* — Calculul şi justificarea unor parametri ai motoarelor pulsoreactoare ale pulverizatoarelor de aerosoli; *Gherasimciuk, V. V.* — Alegerea parametrilor săpătoarelor-disc ale combinelor pentru recoltarea sfeclei; *Diacenko, G. N.* şi *Karapetian, A. G.* — Studiul organelor active de lucru ale cultivatorului; *Berdianskii, B. M.* — Cuţite autoascuţitoare ale maşinilor de frezat; *Katovici, O. E.*, *Trofimov, G. S.* şi *Matveev, A. P.* — Calculul la răsucire al cadrului maşinilor agricole; *Vepriţkii, A. S.* şi *Hoziaev, I. A.* — Influenţa înălţimii de dispunere a conductei de lapte asupra funcţionării aparatului de muls; *Ivlodii, L. A.* şi *Frolov. V. P.* — Cultivator rotativ KRN — 1, 4; *Frolov V. P.* şi *Ognev, K. G.* — Maşini pentru presarea turbei TPP-6; *Cernikov, B. P.* şi *Bogdanov, V. M.* şi *Pugarev, A. N.* — Maşini pentru împrăştierea îngrăşămintelor minerale; *Krivokobîlskii, V. F.* şi *Zlotopolskii, M. Ia.* — Linie automată pentru înşurubarea prezoanelor; *Averkiev, Iu. A.* şi *Pisanko, D. S.* — Stanţă pentru îndoirea profilelor unghiulare; *Roiterştein, E. H.* — Realizarea claselor de precizie înaltă la piesele cilindrice; *Pugacev, A. N.* — Combină pentru recoltarea furajelor E-066; *Kopîlov, M. K.* — Extinctorul tractorului Deutz.

Stanki i instrument, nr. 6/1965: *Augustaitis, V. V.* — Încărcarea dinamică a transmisiilor maşinilor-unelte la punerea în funcţiune a cuplajelor cu fricţiune; *Rozman, Ia. B.* şi *Zamiatin, A. N.* — O nouă serie de dispozitive cu amplificator magnetic; *Salnikov, O. A.* şi *Lihtenştein, I. I.* — Transmisie electrohidraulică pentru mişcarea de translaţie; *Vragov, Iu. D.*, *Maslennikov, E. V.* şi *Lapin, Iu. E.* — Dinamica transmisiei rapide diferenţiale; *Zagolihinskaia, E. L.* — Analiza preciziei circuitului de divizare al maşinilor de rectificat roţi dinţate; *Stefankov, M. V.* — Influenţa caracteristicilor de forţă ale mecanismelor de transmisie ale automatelor pentru filetarea piuliţelor asupra preciziei filetului; *Şunaev, B. K.* — Reglarea lirei pentru frezarea dinţilor la maşinile model 5A326 şi 5D32; *Paramonov, V. F.* şi *Salnikov, P. M.* — Încercarea cutiilor de viteze şi transmisiilor în sarcină; *Rodeonov, I. V.*, *Şulga, Iu. I.* şi *Mişnev, V. I.* — Repartizarea sarcinii între spirele filetului la transmisia şurub-piuliţă de alunecare; *Moldavskii, M. I.*, *Timofeev, Iu. L.* şi *Belokrîlov, K. I.* — Semiautomat pentru aplicarea liantului şi grăunţilor abrazivi pe pietrele de rectificat; *Degtiarenco N. S.* — Eficienţa prelucrării adamantine a sculelor; *Zotova, L. K.*, *Lazarev, G. S.* şi *Deduşenko, N. I.* — Studiul funcţionării cuţitelor cu plăcuţe poliedrice de aliaje dure; *Sinopalnikov, V. A.* şi *Eihmans, E. F.* — Raza de racordare a muchiilor aşchietoare ale sculelor de aliaj dur; *Proskuriakov, Iu. G.*, *Fedorov, G. A.* şi *Davidink, V. I.* — Sfărîmarea aşchiilor la prelucrarea capetelor conductelor de gaze; *Troianovskii, M. V.* şi *Batalov, V. I.* — Filetarea conică exterioară; *Sevastianov, M. A.* — Freză pentru prelucrarea locaşurilor de niplu în electrozi; *Pivovarov, A. Ia.* — Utilizarea întreruptorului fără contacte BVK-24 la măsurarea turaţiei; *Zîkin, A. S.* — Cuţit pentru degroşarea crustei de turnare a lingourilor cu titan.

Maşinostroitel, nr. 6/1965. Direcţiile fundamentale de dezvoltare ale tehnologiei în construcţia de maşini; *Isaev, A. I.* — Despre ridicarea calităţii maşinilor prin metode tehnologice; *Mitrofanov, S. P.* şi *Logaşev, V. G.* — Utilizarea maşinilor de calcul pentru gruparea pieselor; *Bvetkov, V. D.* — Principiile automatizării proiectării proceselor tehnologice optime în construcţia de maşini; *Livşiţ, A. L.* — Noi metode fizico-chimice pentru prelucrarea dimensională a materialelor; *Grigoriev, L. L.* — Metodica clasificării pieselor pentru ştanţarea de grup; *Vîsokodvorskii, I. A.* — Maşini-unelte agregat în producţia de serie mică; *Bliumberg V. A.* şi *Konstantinov, O. Ia.* — Căile de modernizare a dispozitivelor pentru maşini-unelte; *Şneider, Iu. G.* — Finisarea orificiilor prin presiune; *Valenkov, A. P.* — Îmbunătăţirea tehnologiei şi echipamentului, factor important al modernizării reparaţiilor; *Zemlianskii, V. A.*, *Granin, Iu. F.* şi *Storcenko, B. V.* — Cuţite circulare autorotitoare; *Litvinenko, B. S.* — Transmisie cu cleşti pentru semifabricatele-benzi la ştanţare; *Boldîrev, B. B.* — Dispozitive cu izotopi radioactivi pentru vopsire în cîmp electrostatic; *Pribîlev, V. F.* şi *Necirev, V. M.* — Normarea efectivului de lăcătuşi de serviciu; *Melbart, Iu. G.* — Constructorii de maşini din Leningrad în lupta pentru calitate; *Leiga, V.* — Asimilarea maşinilor noi; *Tokari, L. Z.* — Noi utilaje pentru prelucrarea electrochimică a metalelor.

Rivista di meccanica, nr. 351/1965: *Marcu, V.* — Metalizarea cu jet în domeniul lagărelor; *Faraudo, G.* — Critica economică a proiectului mecanic (turnarea); — Maşini şi produse interesante; *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier (Măsurarea precisă a diametrelor unui con); — Din revistele străine; *Camatini, E.* — Electroeroziunea: o tehnică modernă rapidă; *Totta, R.* — Consideraţii asupra productivităţii şi economicităţii maşinii de alezat şi frezat de precizie „Genevoise”. **Nr. 355/1965.** *Minaire, Ch.* — Metrologia de atelier (măsurarea suprafeţelor conice de revoluţie); *Lombardi Cerri, G.* — Ceea ce am văzut la a 8-a B.I.A.S.; *Minervini, L.* şi *Bavaro, A.* — Comparaţie între uleiurile de călire la cald şi la rece: curbe de răcire şi deformare; *Dessart, A.* — Industria automobilistică europeană, mare consumatoare de oţel şi metale neferoase; *Giusfredi, R.* — Prelucrări plastice la cald: cicluri de lucru şi factori relativi; *Rossi, M.* — Decuparea fantelor flancate în tablă; *Strasser, F.* — Executarea profilelor pe tablă subţire; *Carosi, E.* — Coloanele preselor pentru debitare în serie.

SNO

ȘANTIERUL NAVAL
OLTENIȚA

construiește:

PASAGERE FLUVIALE
REMORCHERE 150-2200 C.P.
DRĂGI MARITIME
MOTONAVE 2000t
ȘLEPURI 1000t

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

UZINA VULCAN BUCUREȘTI

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 și 420 t/h și presiuni între 8 și 140 kgf/cm², pentru toți combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 și U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 și 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCȚII METALICE tubulare și din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcție și siderurgie.

Vulcan

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unități de pompare, pompe cu piston duplex și triplex, separatoare de gaze și țiței, cu presiuni între 8 și 70 kgf/cm².

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

E 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

R

11

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVII • Nr. 11 • NOIEMBRIE 1965

Uzina TRACTORUL BRAȘOV

UNIVERSAL-650
UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:

— cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;

— cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

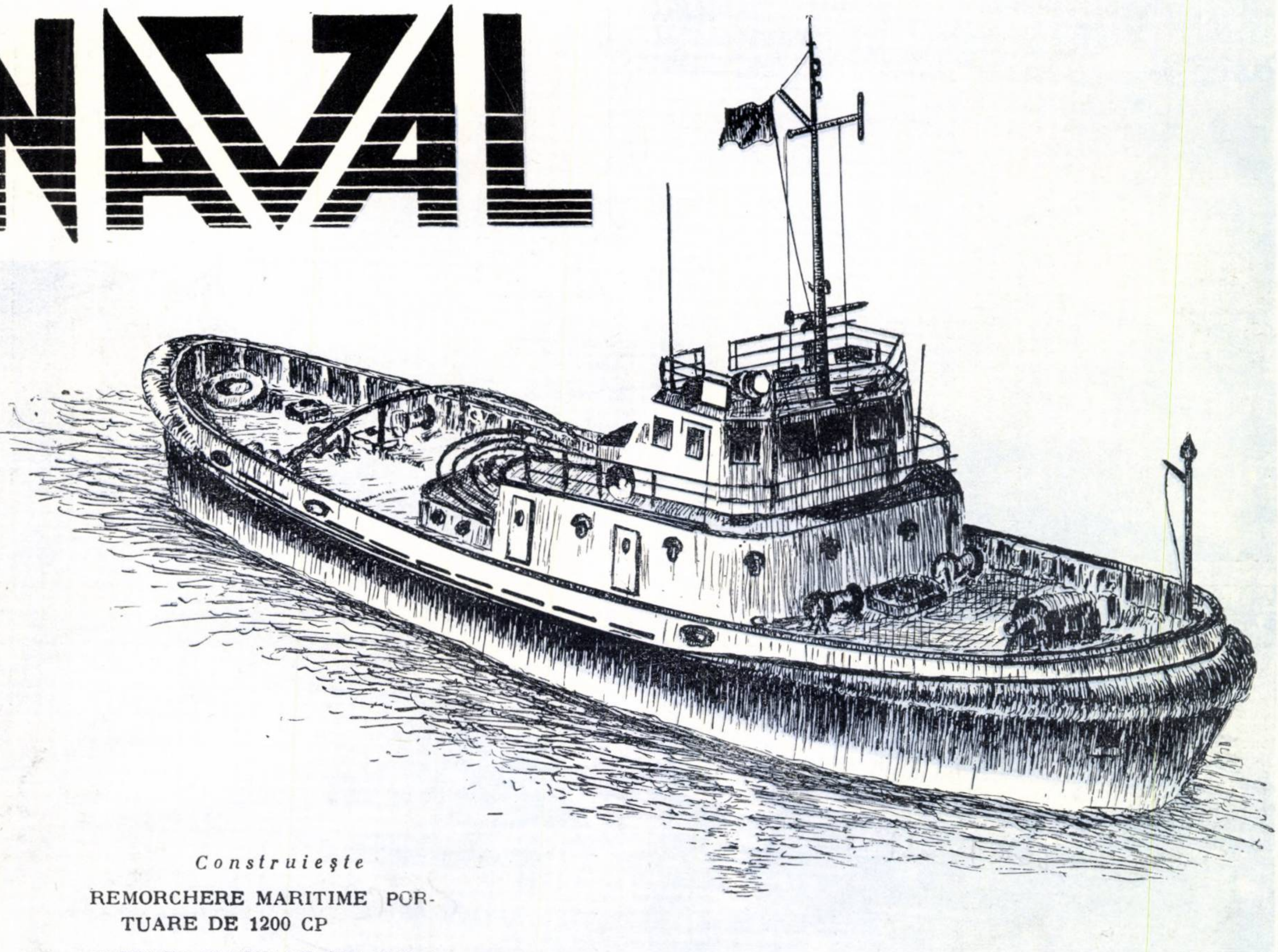
MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

E 3279

SANTIERUL NAVAL



Construiește

REMORCHERE MARITIME PORTUARE DE 1200 CP

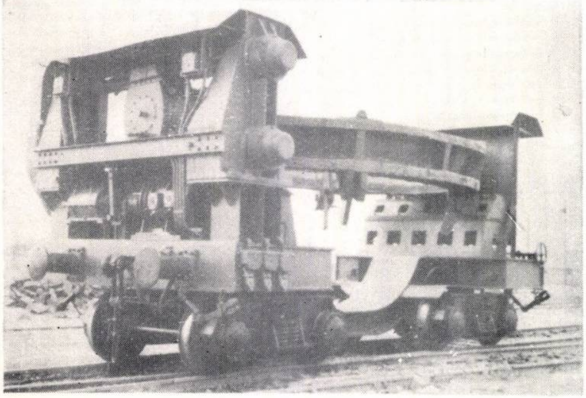
ŞLEPURI FLUVIALE DE 1000 şi 1700 t

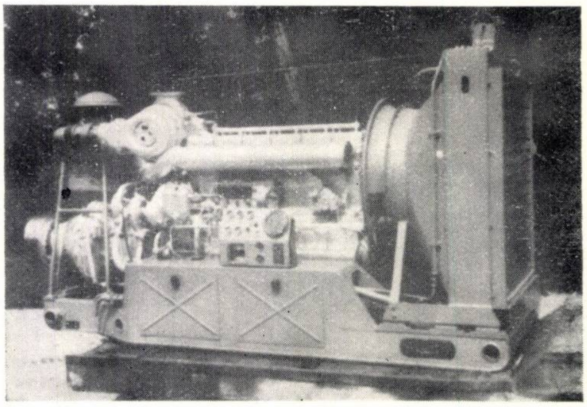
DRĂGI REFULANTE DE 500 kW

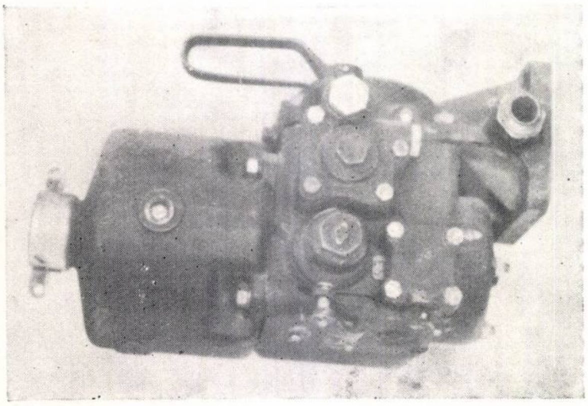
ŞALUPE FLUVIALE DE 65 CP

BRAILA

UZINELE 23 AUGUST







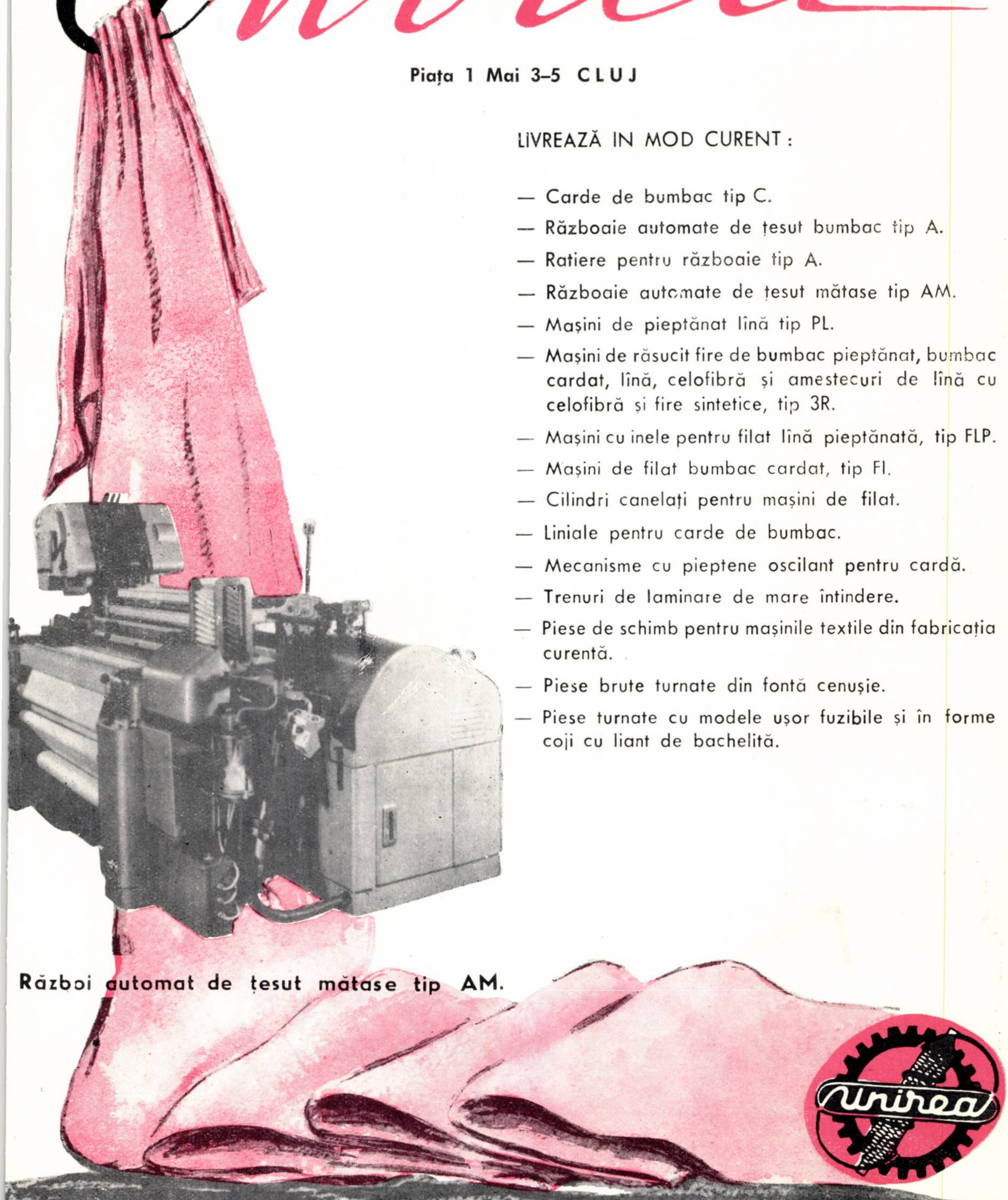
- — **Locomotive Diesel mecanice** de 120 CP, ecartament normal 1 435 mm
- — **Locomotive Diesel hidraulice** de 350 CP, ecartament 760 mm
- — **Locomotive Diesel hidraulice** de 700 CP, ecartament 1 435 mm
- — **Echipamente de frînă** pentru locomotive și vagoane
- — **Vagoane siderurgice** de 11 și 16 m³ pentru transportul zgurei fluide.
- — **Motoare Diesel** de 350 CP (M 583 S) și 700 CP (M 581 S)
- — **Prese hidraulice** cu 6 și 15 etaje
- — **Mori de ciment** de Ø 3 × 14 m pentru măcinarea fină a pastei și cimentului
- — **Cuptoare** pentru fabricarea clincherului prin procedeul umed, de Ø 4 × 3,6 m, Ø 3,6 × 150 m, și Ø 3 × 100 m
- — **Cuptoare** pentru fabricarea clincherului prin procedeul uscat, de Ø 4 × 64 m.

Unirea

Piața 1 Mai 3–5 CLUJ

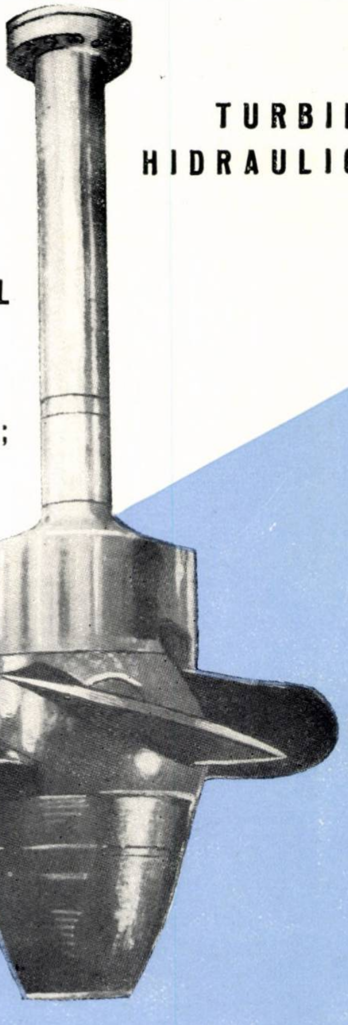
LIVREAZĂ IN MOD CURENT:

- Carde de bumbac tip C.
- Războaie automate de țesut bumbac tip A.
- Ratiere pentru războaie tip A.
- Războaie automate de țesut mătase tip AM.
- Mașini de pieptănat lînă tip PL.
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R.
- Mașini cu inele pentru filat lînă pieptănată, tip FLP.
- Mașini de filat bumbac cardat, tip FI.
- Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenușie.
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.



Război automat de țesut mătase tip AM.

Uzina de construcții de mașini
REȘIȚA



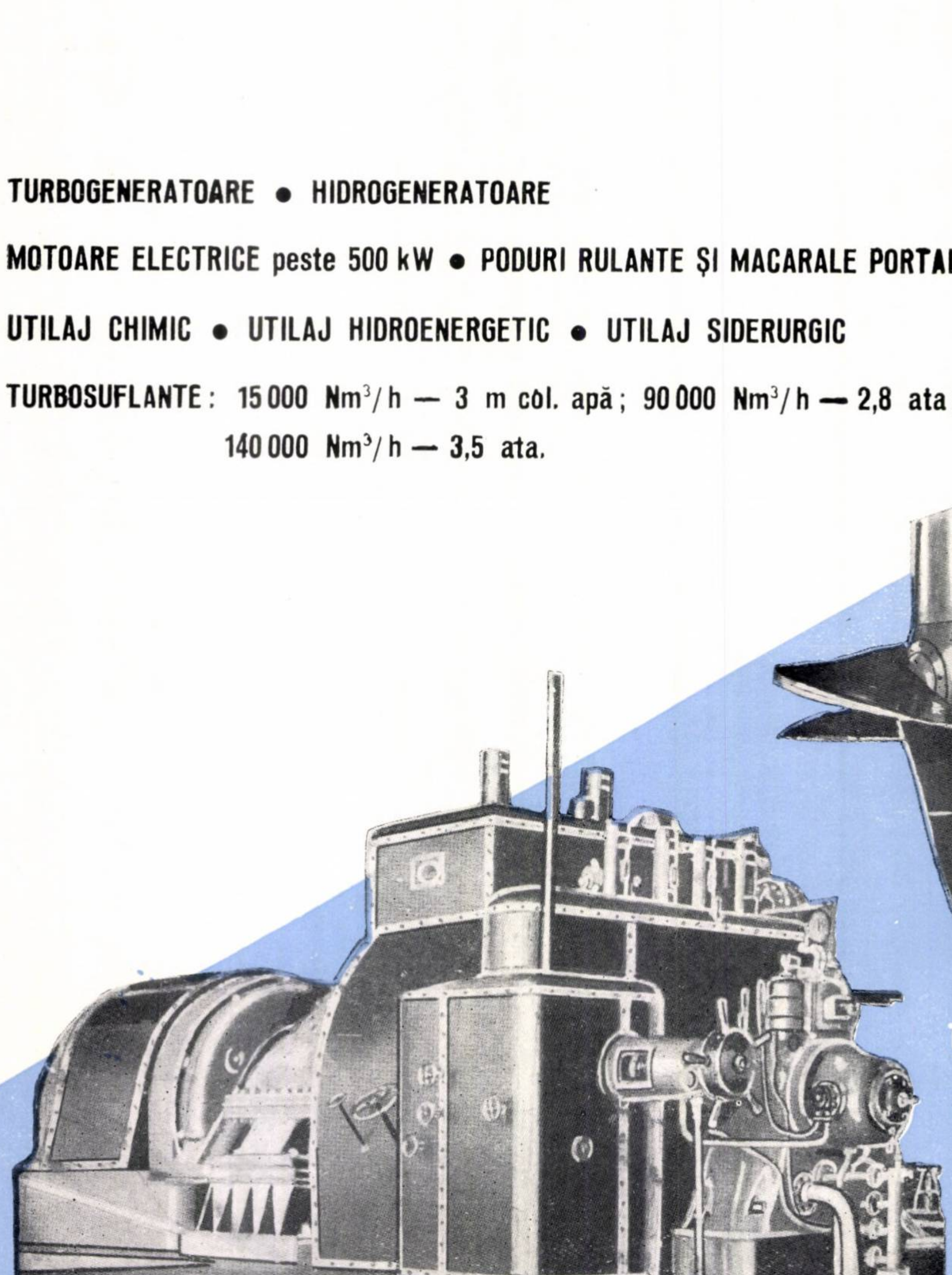
TURBINE
HIDRAULICE

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ȘI MACARALE PORTAL

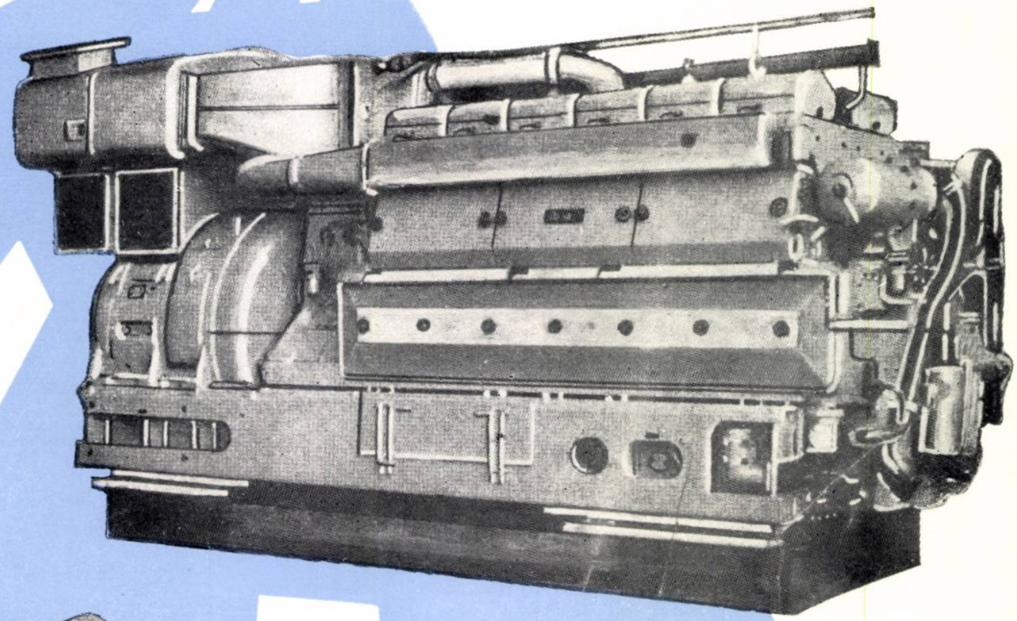
UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

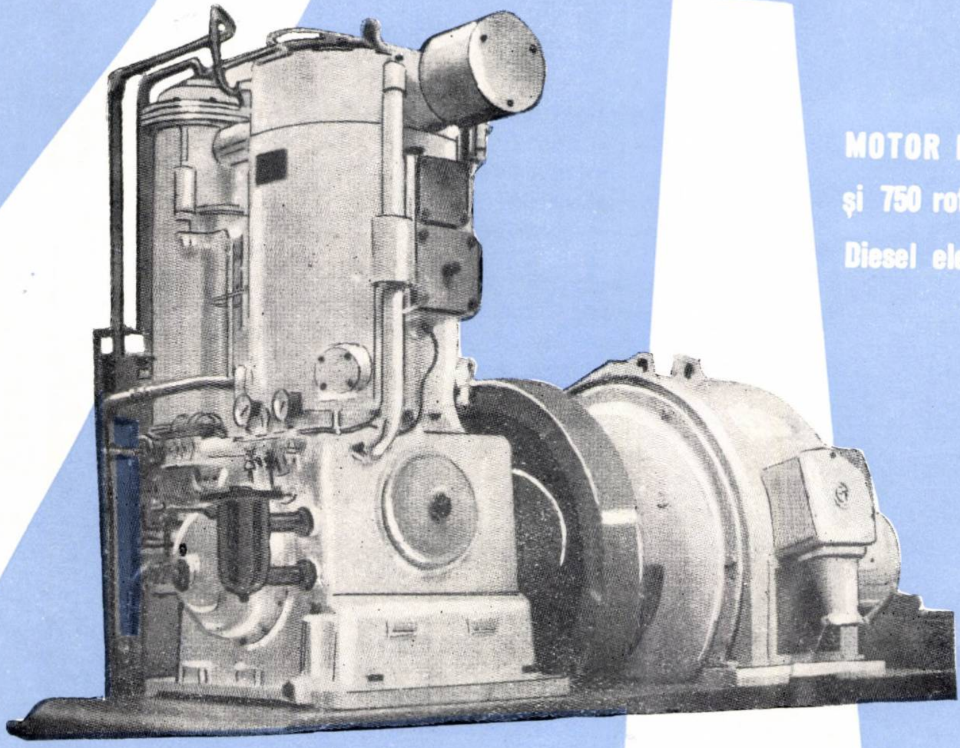
TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm^3/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata;
140 000 Nm^3/h — 3,5 ata.



TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW
— cu condensație
— cu priză
— cu contrapresiune

UCM
Resita





MOTOR DIESEL de 2300 CP
și 750 rot / min pentru locomotive
Diesel electrice de 2100 CP

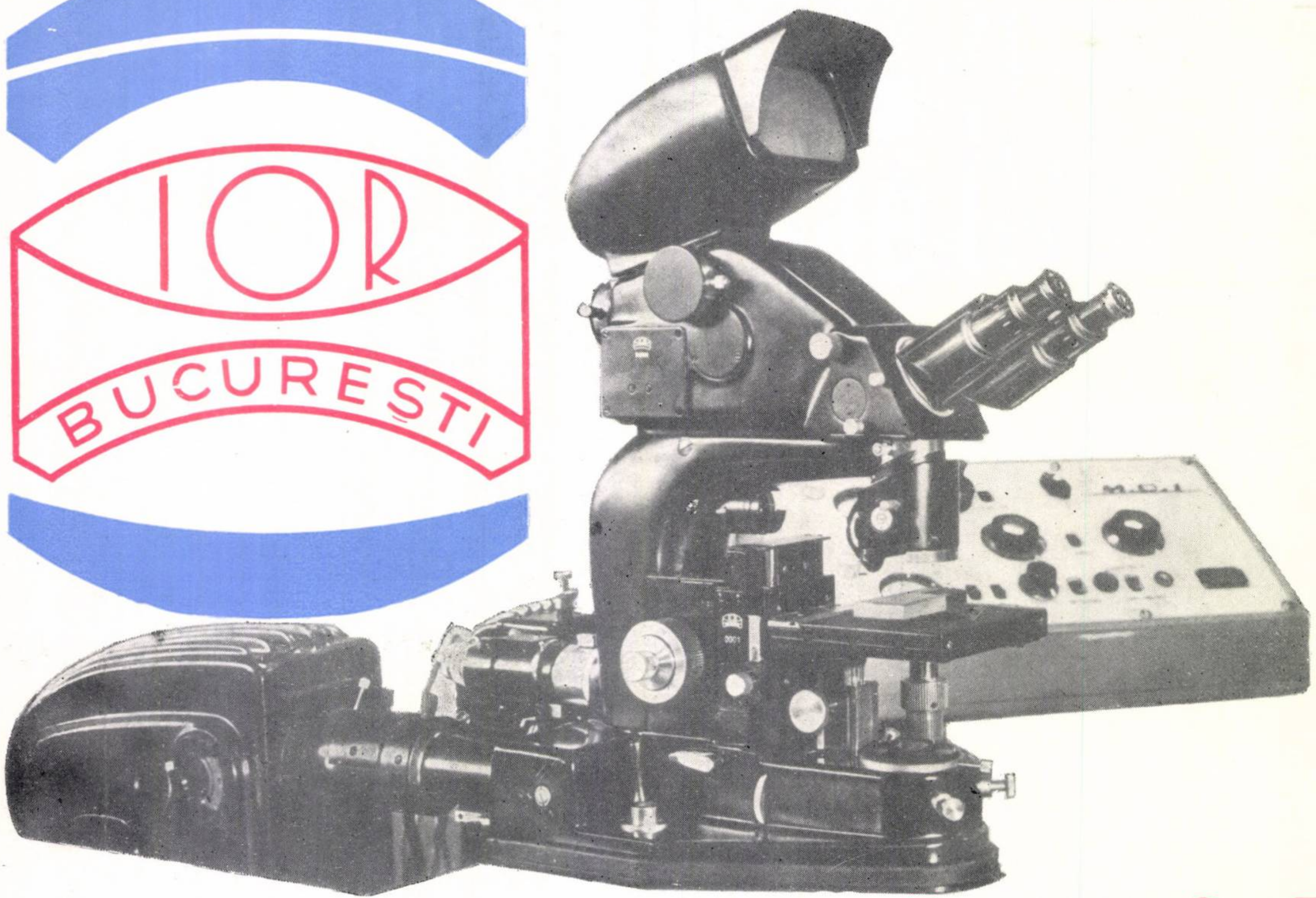
COMPRESOARE DE AER

— 1 V — 15/7

— 2 V — 30/7

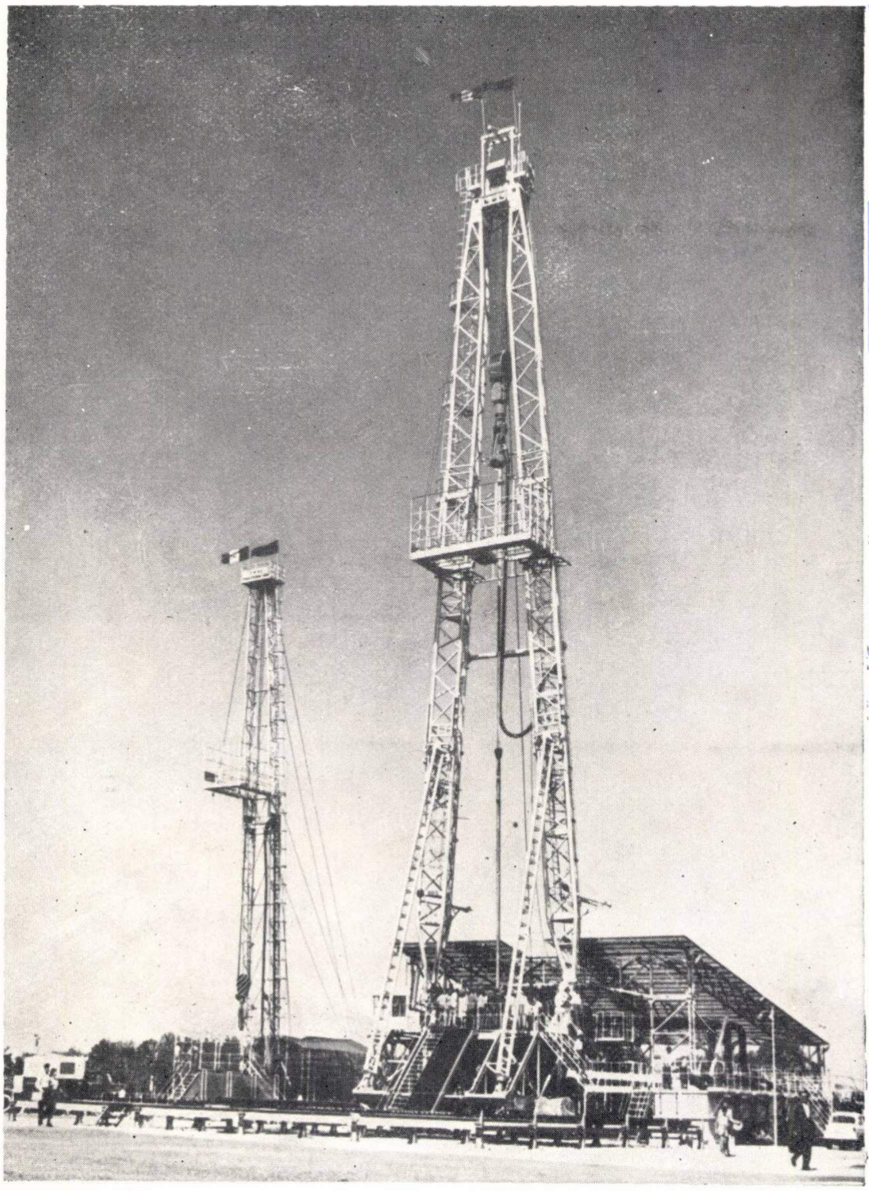
— 3 V — 45/7

IOR
BUCUREȘTI



INTREPRINDEREA OPTICĂ ROMÂNĂ

- **Microscoape** pentru diferite domenii de lucru:
  - — microscop universal de cercetare MC1
  - — microscoape biologice ML3—A, ML3—BM
  - — microscop metalografic MC 2
  - — microscoape școlare MS3, MD1
- **Instalații** stabile de proiecție cinematografică pentru filme de 16 și 35 mm (APS — 16 — 1, APS—35—6) cum și diferite accesorii pentru instalații cinematografice.
- **Aparatură medicală,** optică și electronică:
  - — instalații complete Unit dentar
  - — electrocardiografe cu 2 canale
  - — electrodermatom
  - — fotocolposcop
  - — camere radiofotografice
- **Aparate de mărit foto** tip I „Peisaj" și tip II „Turist", cu toate accesoriile de laborator necesare
- **Aparate de proiecție portative** „Diascol" pentru diapozitive și diafilme
- **Lupe diferite,** vizoare de uși, lentile de ochelari
- **Truse de sudură** și tăiere oxiacetilenică, robinete pentru tuburi de oxigen, reductoare de presiune, nivele etc.



UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută:

- Instalații de foraj transportabile **T 50 — A**, T 50 — B
- Instalații de foraj 2 DH — 75 A, 4LD — 150 C și 4 LD — 150 D, 3 DH — 200 A, 4 DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400 M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

SR
CARPATI * BUCEGI

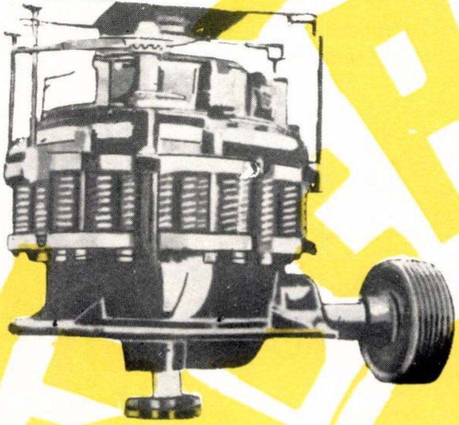
Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROŞU

Braşov * Strada Poienelor Nr. 5 * Telefon 63-10

UZINA INDEPENDENȚA SIBIU

execută:



Unelte pneumatice

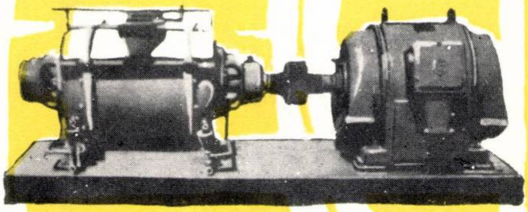
- — Ciocane de abataj și perforatoare
- — Ciocane de nituit
- — Mașini de găurit
- — Bătătoare pentru turnătorii
- — Polizoare manuale etc

Lanțuri cu role

pentru industria petrolieră și pentru agricultură

Utilaje pentru industria chimică și petrol

- — Recipiente sub presiune din oțel carbon sau aliat, bimetal, aluminiu etc.
- — Schimbătoare de căldură — Filtre diferite — Suflante volumice,
- — Pompe de vid — Ventilatoare pentru turnuri de răcire etc.



Utilaje pentru turnătorii

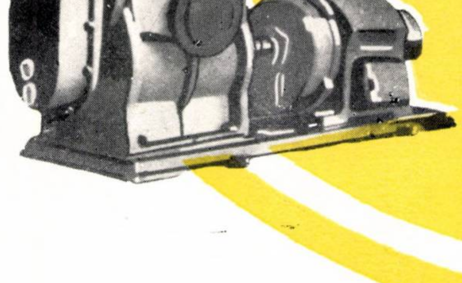
- — Mașini de format
- — Mașini de executat miezuri
- — Cuptoare, cubilouri cu arc, cuptoare pentru tratamente termice etc.

Utilaje pentru industria alimentară

- — Malaxoare de frămîntat aluat
- — Prese mecano-hidraulice de mare capacitate pentru struguri
- — Strecurătoare rotative
- — Uscătoare rotative pentru cartofi
- — Egropompe etc.

Utilaje pentru trefilarea sîrmei

de oțel carbon, cupru, aluminiu etc.

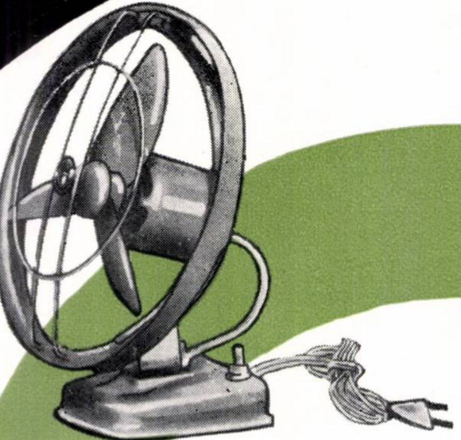


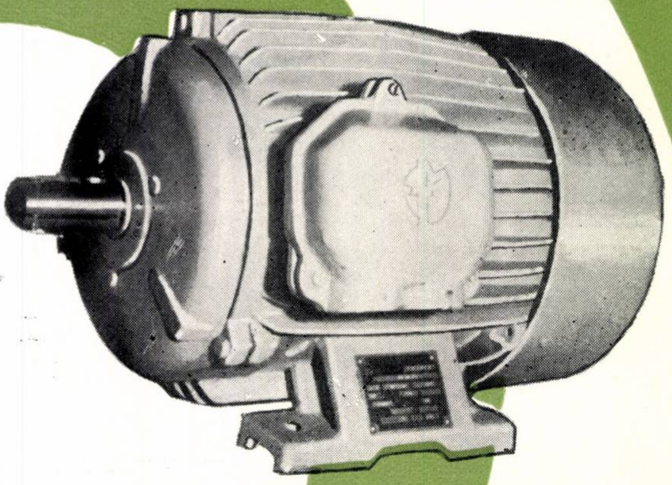
Concasoare și granulatoare

INDEPENDENȚA SIBIU

ELECTROMOTOR

- ventilatoare de masă cu cadru sau suport
- relee regulatoare pentru tractoare și autovehicule
- generatoare de curent continuu pentru tractoare și autovehicule
  motoare și reostate pentru mașini de cusut electrice
- motoare pentru antrenarea spălătorului și centrifugei mașinilor de spălat rufe „ALBA—LUX"





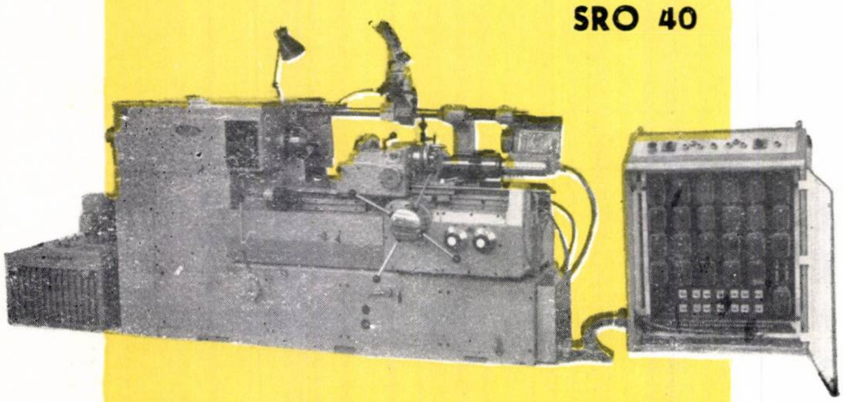
- motoare electrice asincrone trifazate cu rotorul în scurtcircuit, protecție IP 44, de 4 — 30 kW, și cu rotorul cu inele de contact, de 5,5 — 22 kW
- aspiratoare de praf tip „Record"

Laminate trase din neferoase ușoare și grele

Piese turnate sub presiune

UZINA „METROM" BRAȘOV Str. Carpaților nr. 60 tel. 12920

SRO 40

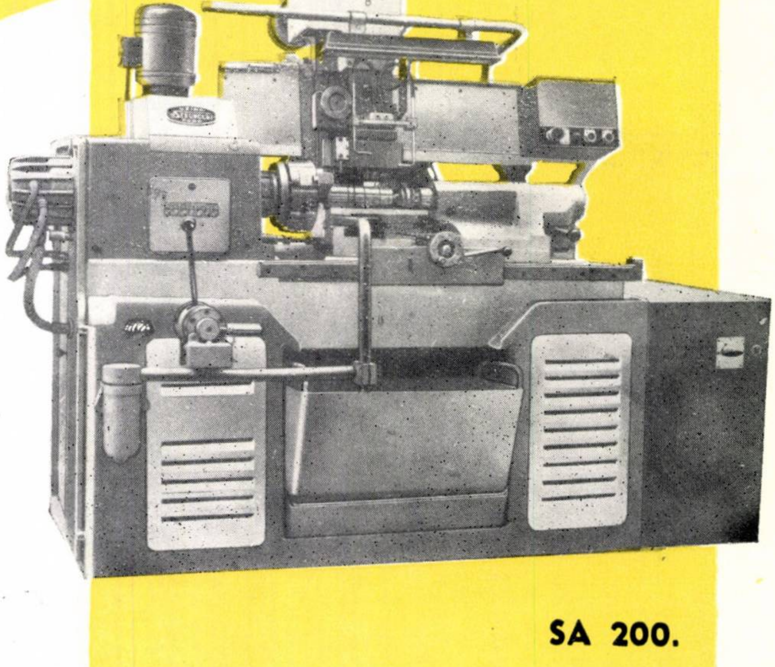


UZINA
DE STRUNGURI
ARAD

UZINA DE STRUNGURI ARAD

fabrică

următoarea gamă de strunguri :



SA 200.

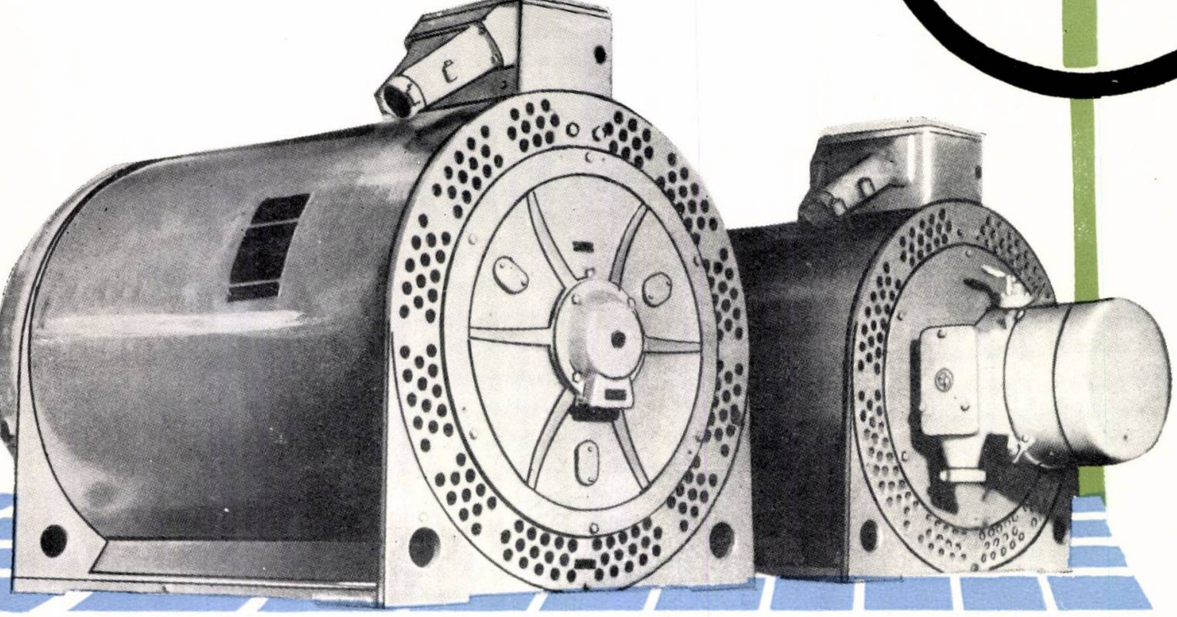
Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 și 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 și SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 și SRV 40 și
Strung de copiat cu comandă semiautomată SA 200

Livrează:

ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE

fabrica de rulmenți-bîrlad
FRB
MADE IN RUMANIA

rulmenți de diferite forme constructive
și de dimensiuni tipizate



La sarcini grele se pot folosi

MOTOARE ASINCRONE TRIFAZATE

de tip MUR, MUF, MUS

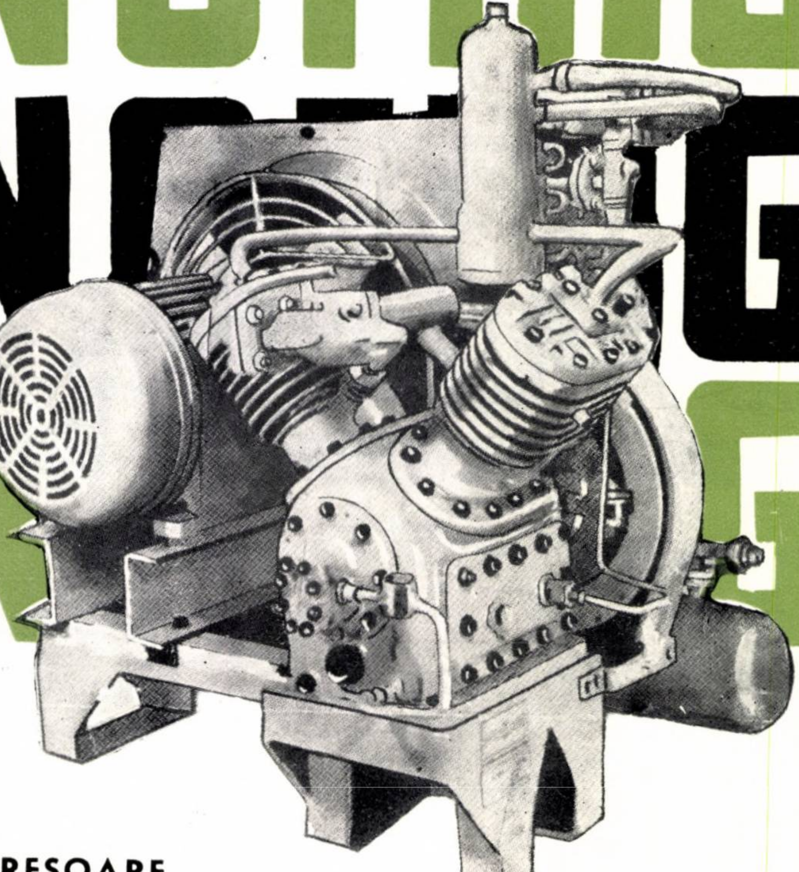
- 100 — 1000 kW, 750 — 1500 rot/min, 6 kV
- protecție IP44
- răcire prin țevi

DE FABRICAȚIE

Electroputere

CRAIOVA

TEHNOFRIG
TEHNOFRIG
TEHNOFRIG
TEHNOFRIG



AGREGATE ŞI COMPRESOARE
FRIGORIFERE CU CAPACITATE

850 — 875 000 kcal/h
(— 10°C ± 25°C)

PENTRU INDUSTRIA ALIMENTARĂ,
CHIMICĂ etc.

Cereţi prospectele noastre detaliate

UZINA TEHNOFRIG CLUJ

TEHNOFRIG

STR. FABRICII DE CHIBRITUR
NR. 5-11 TELEFON 61 80

BALANȚA

UZINA CALEA GUȘTERIȚEI Nr. 21 – 23 ● TELEFON 6200 **SIBIU**

EXECUTĂ:

BALANȚE

ETALON
TEHNICE
ROMANE
SEMIAUTOMATE
AUTOMATE

DE LA 1 kg LA 1000 kg

BASCULE

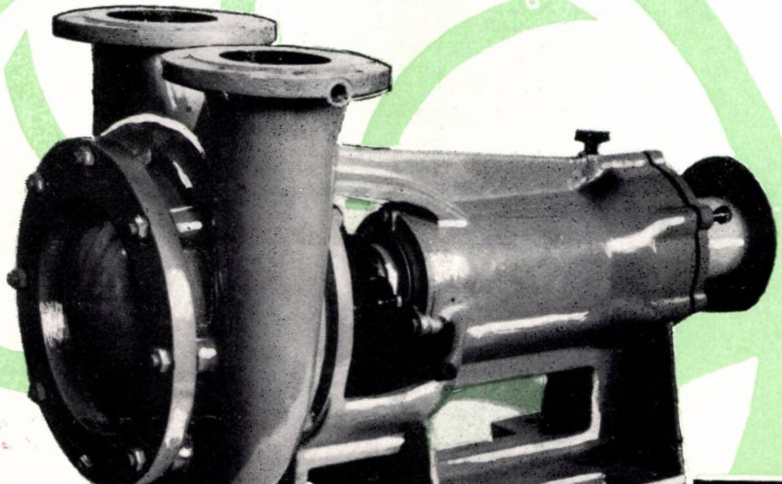
DE LA 50 kg LA 2000 kg

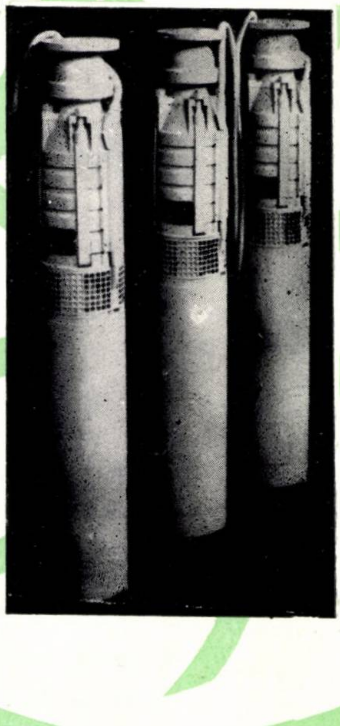
BASCULE ROMANE POD

PENTRU VEHICULE RUTIERE. 10–20 T

UZINA DE POMPE București

- Pompe pentru alimentarea și recircularea apei industriale
- Pompe pentru industria chimică, din materiale rezistente la coroziune.
- Pompe pentru lichide cu temperatură ridicată.
- Pompe pentru soluții în suspensie. nămoluri, nisipuri, paste etc.
- Pompe de vid cu inel lichid
- Pompe submersibile

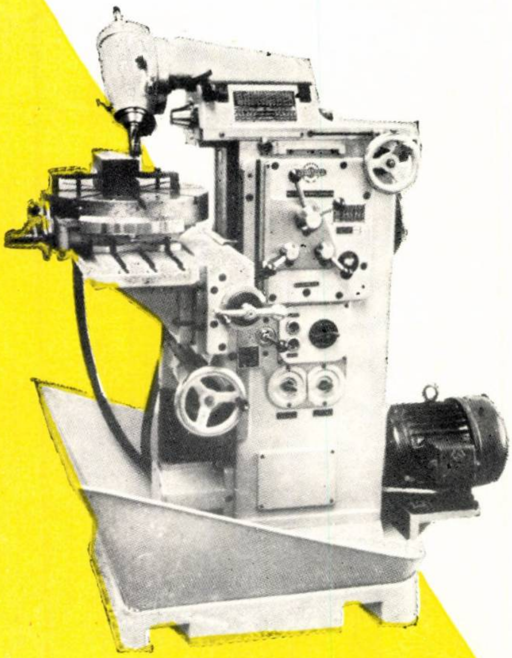


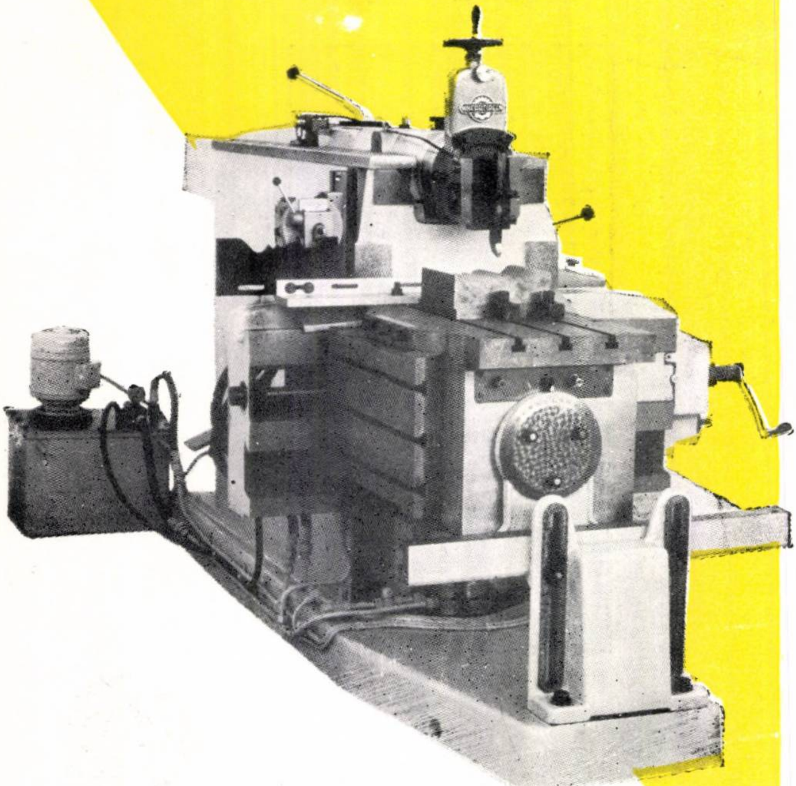


INFRĂȚIREA

ÎNFRĂȚIREA

uzina de mașini-unelte Oradea





produce:

Mașini de găurit cu coloană G16, 25 și 40

Mașini de frezat universale pentru sculărie FUS

Mașini de rabotat cu cuțit mobil S425B, S700

Mașini de rabotat cu cuțit mobil cu copier hidraulic S800

Mașini de filetat interior (cu tarod) FI16

Ciocane de forjare autocompresoare CP63, CP160

Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" în motorul dv.!

Program de fabricație

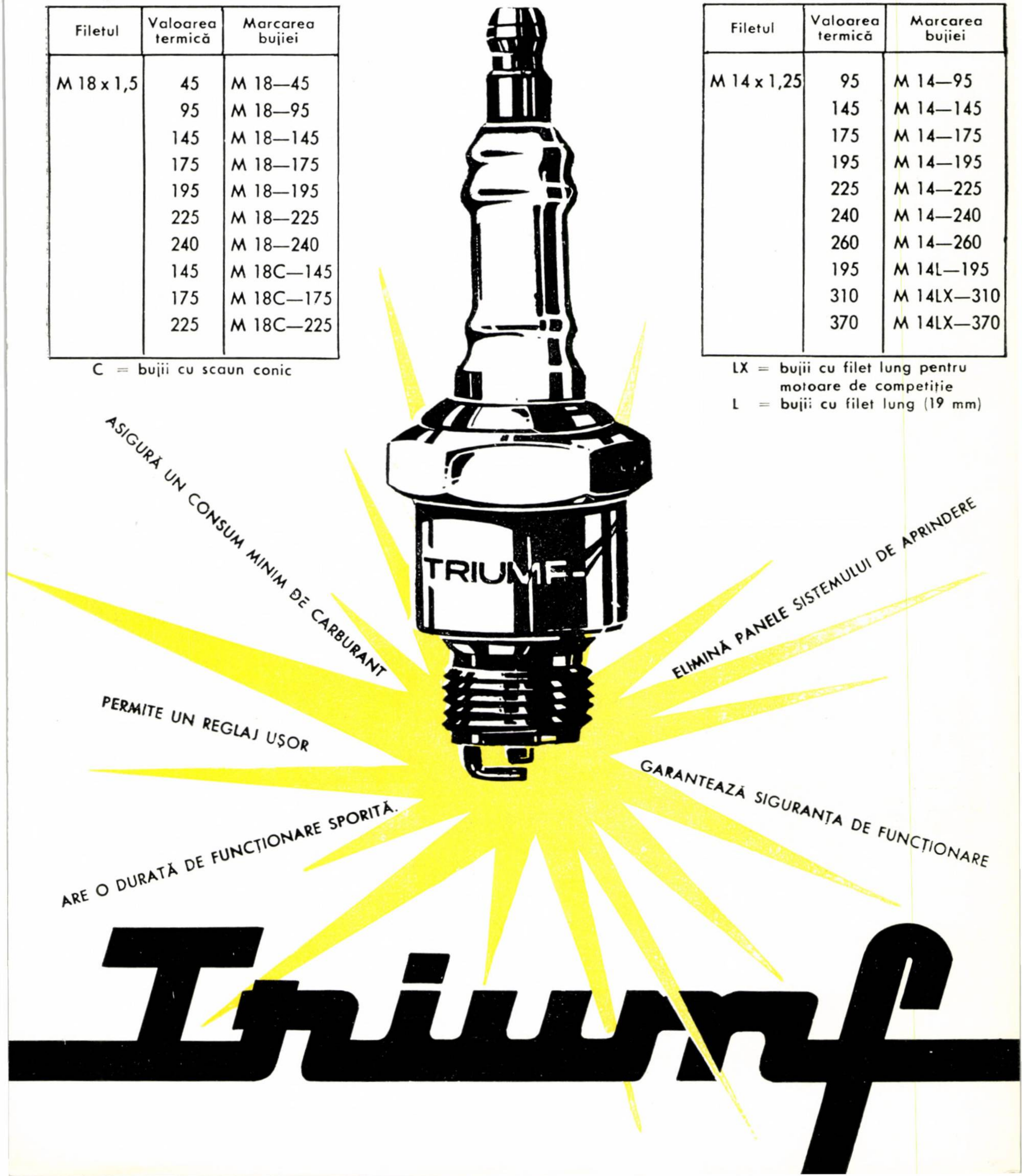
Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 18 x 1,5	45	M 18—45
	95	M 18—95
	145	M 18—145
	175	M 18—175
	195	M 18—195
	225	M 18—225
	240	M 18—240
	145	M 18C—145
	175	M 18C—175
	225	M 18C—225

C = bujii cu scaun conic

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95
	145	M 14—145
	175	M 14—175
	195	M 14—195
	225	M 14—225
	240	M 14—240
	260	M 14—260
	195	M 14L—195
	310	M 14LX—310
	370	M 14LX—370

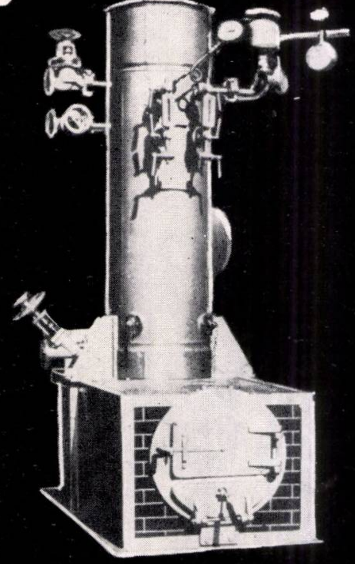
LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
L = bujii cu filet lung (19 mm)


TRIUMF
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE
PERMITE UN REGLAJ UȘOR
GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ
Triumf

ATELIERELE 16 februarie

RMR

executā:

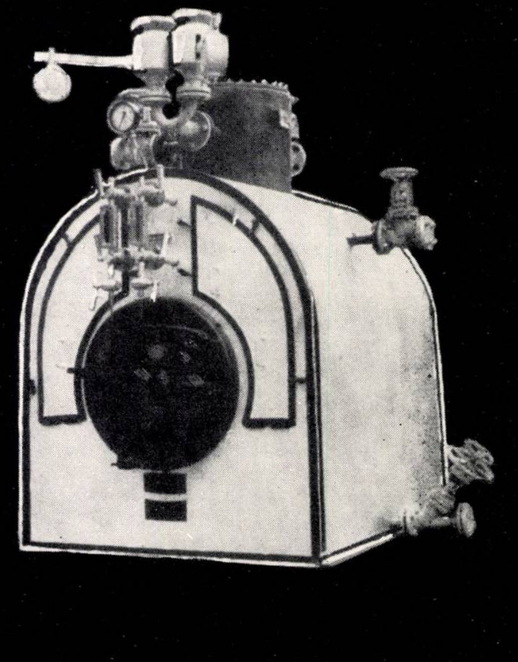


Cazane de abur orizontale cu debit între 0,2 şi 1 t/h şi presiune între 4 şi 6 kgf/cm² pentru toţi combustibilii uzuali din ţară

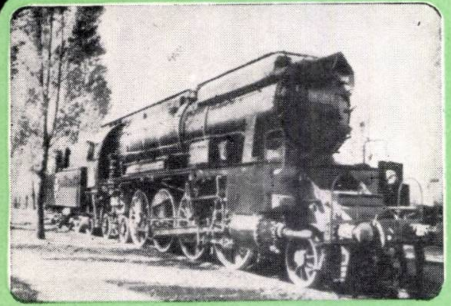
Cazane de abur verticale cu debit de 0,2t/h şi presiune între 4 şi 6 kgf/cm² pentru toţi combustibilii uzuali din ţară

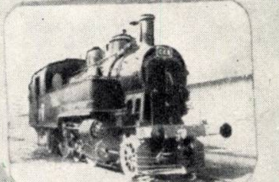
Cazan „Gama 2" generator automatizat multifocar pentru apă fierbinte

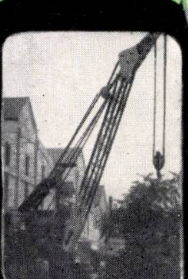
Cazane caldarine pentru motonave de 2000 CP

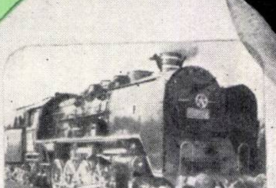


repară:





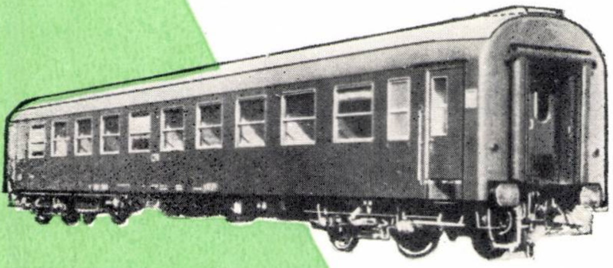


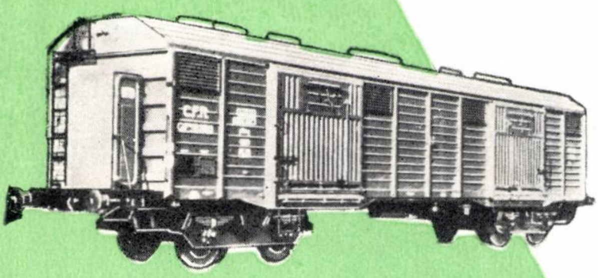


Locomotive cu abur de cale ferată normală
Macarale cu abur tip C.F.
Locomotive cu abur de cale ferată îngustă
Pluguri de zăpadă tip C.F.
Material rulant diferit

ATELIERELE DE REPARAT MATERIAL RULANT „16 FEBRUARIE"
CLUJ – Str. Tudor Vladimirescu nr. 2-4

UZINELE DE VAGOANE ARAD





executā:

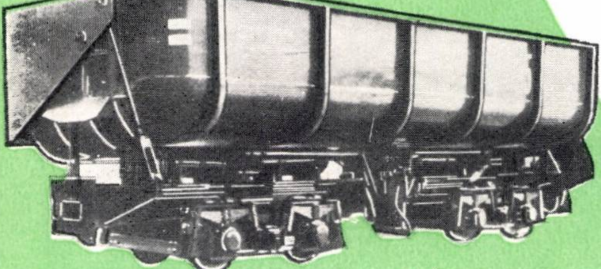
VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ŞI SPECIALE:

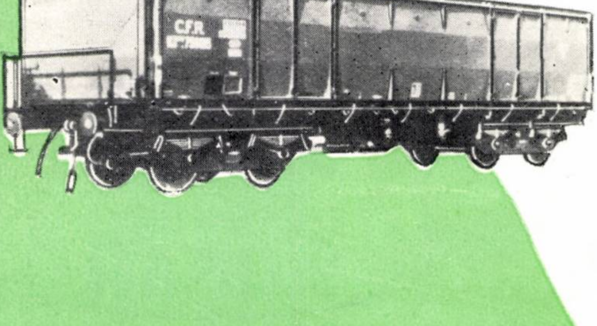
Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă

Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă

Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate

Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă



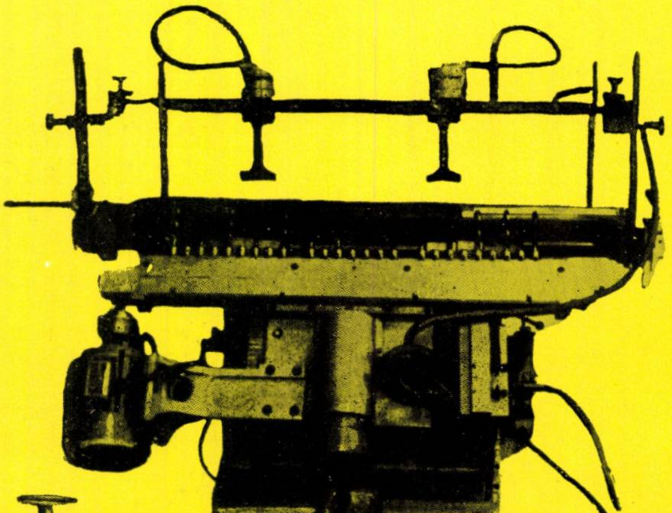


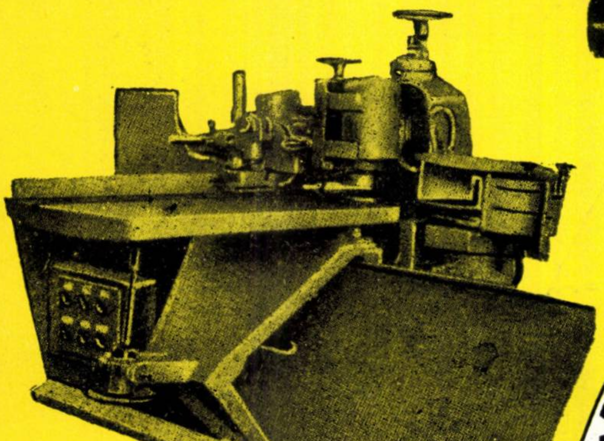
Intreprinderea mecanică ROMAN

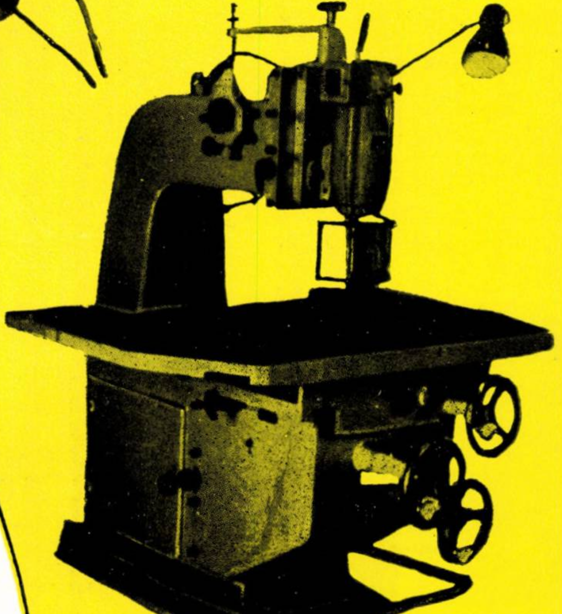
Produce

utilaje pentru prelucrarea lemnului, din care:

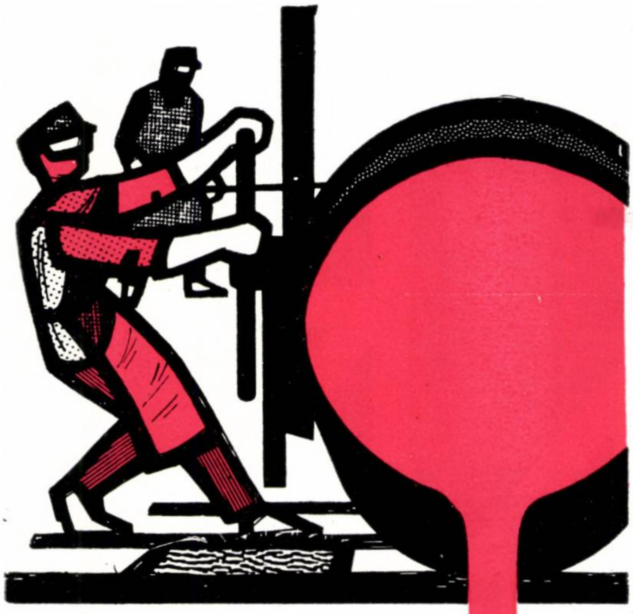
- — Maşini de găurit multiplu pentru cepuri rotunde — GCR
- — Maşini de şlefuit canturi profilate — SCP
- — Maşini de şlefuit cu 2 şi 3 cilindri — MSC-2, MSC-3
- — Circulare universale manuale — CUM-3
- — Ferăstraie panglică pentru mobilă — FP-8
- — Maşini de găurit şi scobit orizontal — GSO
- — Maşini normale de frezat — MNF
- — Maşini de rindeluit la grosime — MRG-8
- — Maşini de aplicat adezivi — MAA-13
- — Maşini de cepuit şi scobit — MCS
- — Maşini de şlefuit cu bandă orizontală — SBO







IM
ROMAN



FORȚA ȘI PUTEREA
nu trebuie risipite!

În primul rînd utilizarea

PREPARATELOR noastre
PENTRU TURNĂTORIE

influențează în mod hotărîtor

ECONOMICITATEA, CALITATEA
și REDUCEREA REBUTURILOR
în turnătorie

Livrăm :

- preparate complete pentru ameliorarea turnării metalelor feroase, a metalelor grele și ușoare
- substanțe exoterme pentru oțelării și uzine metalurgice
- adaosuri pentru aliaje de creuzet și mijloace pentru desulfurarea fontei cenușii
- materiale pentru formare, precum și alte materiale tehnico-chimice pentru turnătorie

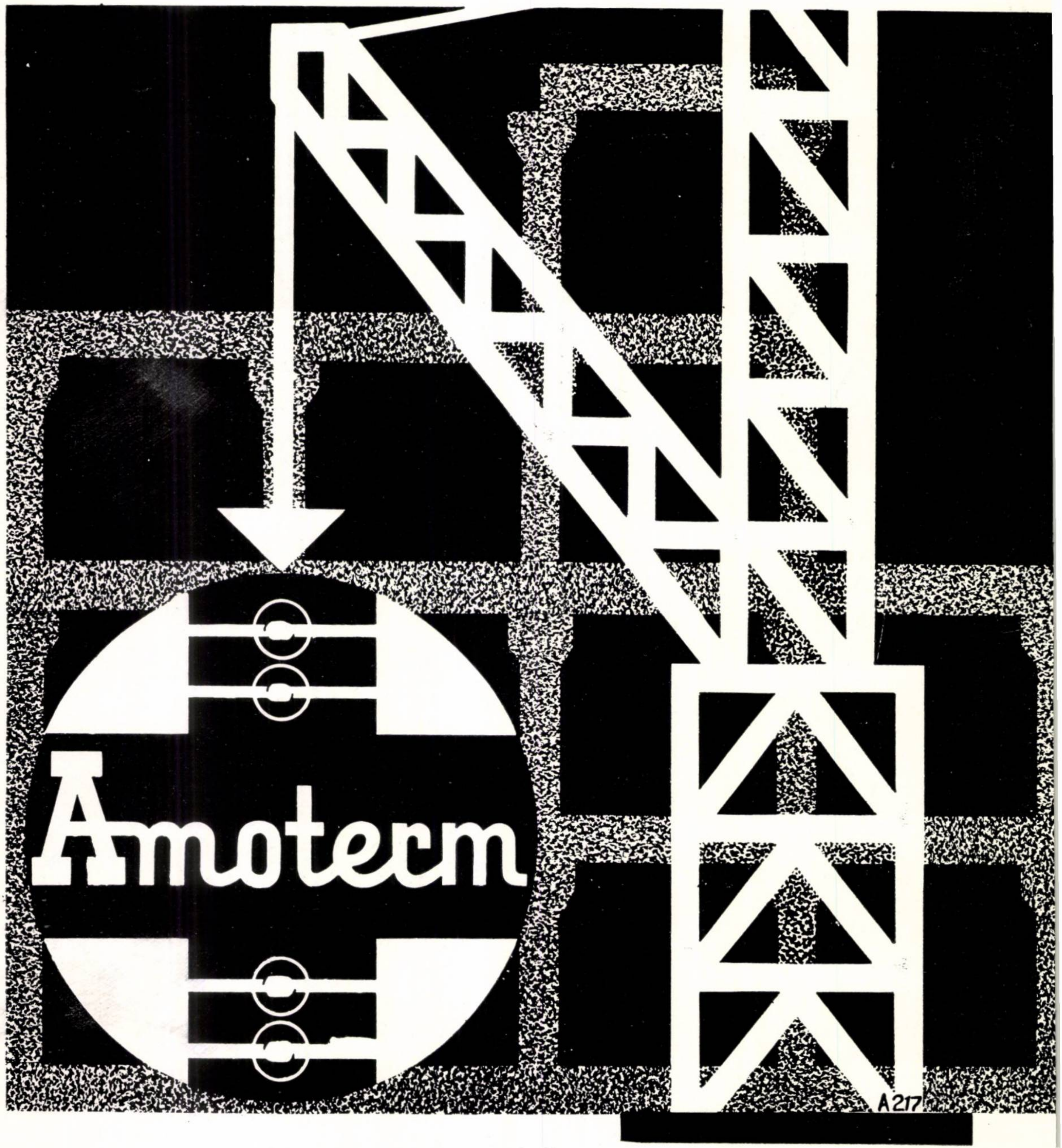
VEB FACHANSTALT
FÜR GIESSEREIWESEN

cea mai veche întreprindere
de specialitate din Europa

8252 COSWIG, BEZIRK
DRESDEN

Republica Democrată Germana

Abonați-vă
la
revistele:
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA
ȘI
ELECTRONICA



MATERIALE ŞI UTILAJE DE SUDURĂ

pentru toate domeniile de utilizare a sudării aluminotermice

Sudarea joantelor de cale ferată
Sudarea conectoarelor pentru şine
Sudarea oţelului beton
Sudarea comenzilor
Sudarea în cadrul reparaţiilor
Sudarea fontei cenuşii

Detaliile necesare apar în prospectele noastre

Informaţii pentru export:

Deutscher Innen — und Aussenhandel Chemie
102 Berlin 2 Georgenkirchplatz 6 — 12

VEB CHEMISCHE WERKE BUNA

Betriebsabteilung Ammendorf 4011 Halle (Saale) Schachtstr
Republica Democrată Germană

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVII, NOIEMBRIE 1965, Nr. 11

CUPRINS

GOLDENBERG, N. și ACTARIAN, R.: **Criterii de alegere la utilizarea materialelor plastice în construcția de mașini.** 609

RENERT, M., FLONDOR, D. și IORDACHE, GH.: **O soluție a problemei conturului pentru învelișurile de revoluție cu profil eliptic.** 615

DUMITRESCU, A., STĂNESCU, E., MIHĂILESCU, N. și CRĂCIUN, I.: **Eficacitatea economică a mecanizării și automatizării lucrărilor de conducere și de evidență economică în ramura construcției de mașini.** 621

PIMSNER, V. și CSERVENY, I.: **Asupra relațiilor de transfer de căldură într-un schimbător prin suprafață, destinat utilizării frigului produs prin destinderea gazelor naturale.** 632

DROBOTĂ, V.: **Stabilitatea căii de rulare la grinzile rulante suspendate.** 635

WANYOREK, C.: **Preîncălzirea și tratamentul termic al pieselor turnate din oțel, remaniate sau asamblate prin sudare.** 640

BĂLAN, P.: **Introducerea comenzii după program la mașinile-unelte.** 645

POPESCU, I.: **Contribuții la proiectarea grupului de came necesar executării piulițelor pe strungurile automate monoax.** 651

DOCUMENTARE 653

RECENZII 659

CRONICĂ 664

REVISTA REVISTELOR 665

Redactori responsabili: prof. ing. C. ARAMĂ, membru corespondent al Academiei
Republicii Socialiste România și conf. ing. M. SOARE
Redactor: ing. E. PETRESCU

CZ 621 ; 678.06

Goldenberg, N. şi *Actarian, R.* : **Criterii de alegere la utilizarea materialelor plastice în construcţia de maşini.**

Se prezintă caracteristicile generale ale materialelor plastice folosite în mod curent în construcţia de maşini.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 11, p. 609–615.

CZ 621.64–987 ; 539.384.6

Renert, M., Flondor, D. şi *Iordache, Gh.* : **O soluţie a problemei conturului pentru învelişurile de revoluţie cu profil eliptic.**

Se evidenţiază o soluţie analitică a problemei conturului fundului recipientelor avînd un profil eliptic pentru care raportul semiaxelor are valoarea doi.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 11, p. 615–620.

CZ 621.003 ; 621–52 ; 338.062.214.1

Dumitrescu, A., Stănescu, E., Mihăilescu, N. şi *Crăciun, I.* : **Eficacitatea economică a mecanizării şi automatizării lucrărilor de conducere şi de evidenţă economică în ramura construcţiei de maşini.**

Se analizează eficienţa economică a mijloacelor de mecanizare şi automatizare pentru lucrările de conducere şi evidenţă contabilă în construcţia de maşini.

Construcţia de Maşini, 17 (1965), nr. 11, p. 621–632.

CZ 621.592.3 ;662.69

Pimsner, V. şi *Cserveny, I.* : **Asupra relaţiilor de transfer de căldură într-un schimbător prin suprafaţă, destinat utilizării frigului produs prin destinderea gazelor naturale.**

Se evidenţiază rezultatele studiilor şi experienţelor realizate în cadrul Institutului de energetică al Academiei Republicii Socialiste România în legătură cu posibilitatea utilizării gazelor naturale în scopuri frigorifice.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 11, p. 632–635.

CZ 621.874.078

Drobotă, V. : **Stabilitatea căii de rulare la grinzile rulante suspendate.**

Se prezintă metoda de calcul pentru determinarea sarcinii critice şi a coeficientului de siguranţă la flambaj în cazul grinzilor rulante suspendate.

Construcţia de Maşini, 17 (1965), nr. 11, p. 635–640.

CZ 621.785 ; 669.14–14 ; 621.791.053

Wanyorek, C. : **Preîncălzirea şi tratamentul termic al pieselor turnate din oţel, remaniate sau asamblate prin sudare.**

Se precizează o serie de recomandări cu privire la preîncălzirea şi tratamentul termic al pieselor din oţel turnat remaniate sau asamblate prin sudare.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 11, p. 640–645

CZ 621.91–503.55 ; 511.41

Bălan ,P. : **Introducerea comenzii după program la maşinile-unelte.**

Se evidenţiază avantajele introducerii comenzii după program la maşinile-unelte.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 11, p. 645–650.

CZ 621.882.3 ; 621.941.23–229

Popescu, I. : **Contribuţii la proiectarea grupului de came necesar executării piuliţelor pe strungurile automate monoax.**

Se prezintă modul de filetare pe strungul automat A20 a piuliţelor pentru care avansul suportului este mai mare decît cel necesar.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 11, p. 651–652.

DIN NUMĂRUL VIITOR

Trică, Gh. şi *Drăghici, I.* **Asupra performanţelor dinamice ale autobuzelor româneşti.**

Drăghici, Gh. **Influenţa răcirii cu lichid pulverizat asupra durabilităţii cuţitului de strung.**

Boţa, M. **Folosirea normării şi salarizării muncii ca pîrghie importantă pentru reducerea preţului de cost la uzinele „Semănătoarea" Bucureşti.**

Guja, N. **Realizarea danturii cuţitelor de tip Sykes pe maşini de rectificat.**

Ionescu, D. **Tipuri şi forme de ecrane paravînt folosite în construcţiile navale.**

Băiceanu, M. **Consideraţii asupra introducerii prevederilor de şlefuire cu bandă abrazivă.**

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România – Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul: I. P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25. Bucureşti, c. 3707

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D. G. P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 621 : 678.06

Гольденберг, Н. и *Актарьян, Р.*: **Критерии выбора при использовании пластмасс в машиностроении.**

Описываются основные характеристики обычно применяемых в машиностроении пластмасс.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр. 609 – 615.

ДК 621.64 – 987 : 539.384.6

Ренерт, М., Флондор, Д. и Иордаке, Г.; **Решение вопроса контура для вращающихся оболочек эллиптического профиля.**

Рассматривается аалитическое решение вопроса контура дна сосудов с эллиптическим профилем, соотношение полуосей которых равно двум.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр. 615 – 620.

ДК 621.003 : 621 – 52 : 338.062.214.1

Думитреску, А., Стэнеску, Е., Михайлеску, Н. и *Крэчиун, И.*: **Экономическая эффективность механизации и автоматизации работ по руководству и экономическому учету в машинистроительном секторе.**

Анализируется экономическая эффективность механизации и автоматизации работ по руководству и бухгалтерскому учету в машиностроении.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр. 621 – 632.

ДК 621.592.3 : 662.69

Пимснер, В. и *Червени, И.*: **О теплопередаче в поверхностном тепклообменнике, предназначенном для использования холода, получаемого путем разреежиня природного газа.**

Освещаются результаты исследований и экспериментов, проведенных Энергетическим институтом Академии Социалистической Республики Румыния в-связи с возможностью использования природного газа для охлаждения.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр. 632 – 635.

ДК 621.874.078

Дробота, В.: **Устойчивость катального хода подвесных катучих ферм.**

Приводится метод расчета для определения критической нагрузки и запаса прочности на продольный изгиб в случае подвесных катучих ферм.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр. 635 – 640.

ДК 621.785 ; 669.14 – 14 ; 621.791.053

Ваниорек, К.: **Подогрев и термическая обработка стальных деталей, отлитых из передельной стали или собранных путем сварки.**

Дается ряд рекомендаций по подогреву и термической обработке деталей из отлитой передельной стали или монтированных сваркой.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр- 640 – 645.

ДК 621.91 – 503.55 ;511.41

Бэлан, П.: **Венедрение программного управления на ставанх.**

Рассматриваются преимущества внедрения программного управления на станках.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр. 645 – 650.

ДК 621.882.3 ;621.941.23 – 229

Попеску, И.: **О проектировании кулачкового узла, необходимого для изготовления гаек на одноосных автоматических токарных станках.**

Описывается способ изготовления резьбы на автоматическом токарном станке А20 для гаек, на котором подача суппорта превышает необходимую величину.

Construcţia de Maşini 17 (1965) № 11, стр. 651 – 652.

DK 621 ; 678.06

Goldenberg, N. und *Actarian, R.*: **Auswahlkriterien für die Verwendung der Kunststoffe im Maschinenbau.**

Es werden die allgemeinen Eigenschaften der laufend im Maschinenbau verwendeten Kunststoffe dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 609 – 615

DK 621.64 – 987 : 539.384.6

Renert, M., Flondor, D. und *Iordache, Gh.*: **Eine Lösung des Problems der Umrisslinie für Rundhüllen mit elliptischem Profil.**

Die Verfasser geben die analytische Lösung des Problems der Umrisslinie bei Behälterboden mit elliptischem Profil, wo das Halbachsenverhältnis zweitwertig ist.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 615 – 620

DK 621.003 ;621 – 52 ; 338.062.214.1

Dumitrescu, A., Stănescu, E., Mihăilescu, N. und *Crăciun, I.*: **Wirtschaftlichkeit der Mechanisierung und Automation in der Leitungstätigkeit und Wirtschaftsevidenz im Maschinenbau.**

Es wird die Wirtschaftlichkeit der Mechanisierungs-und Automationsmittel für Leitungsarbeiten und Wirtschaftsevidenz im Maschinenbau analysiert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 621 – 632

DK 621.592.3 ;662.69

Pimsner, V. und *Cserveny, I.*: **Uber die Verhältnisse der Wärmeübertragung in einem Oberflächenaustauscher für die Verwendung der durch Ausdehnung von Naturgasen erzeugte Kälte.**

Es werden die Ergebnisse der Studien und Versuche dargelegt, die im Institut für Energetik der Akademie der Sozialistischen Republik Rumänien im Zusammenhang mit der Nutzung von Naturgasen in der Kältetechnik erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 632 – 635

DK 621.874.078

Drobotă, V.: **Stabilität der Laufbahn der Rollhängeträger.**

Es wird ein Berechnungsverfahren für die Bestimmung der kritischen Belastung und des Sicherheitskoeffizienten der Knickung im Falle von Rollhängeträgern.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 635 – 640

DK 621.785 ;669.14 – 14 ;621.791.053

Wanyorek, C.: **Vorerwärmung und Wärmebehandlung der umgearbeiteten oder durch Schweissen verbundenen Stahlgusstücke.**

Es werden eine Reihe Empfehlungen über die Vorerwärmung und Wärmebehandlung der umgearbeiteten oder durch Schweissen verbundenen Stahlgusstücke gegeben.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 640 – 645

DK 621.91 – 503.55 ; 511.41

Bălan, P.: **Die Einführung der Programmsteuerung bei Werkzeugmaschinen.**

Es werden die Vorteile der Einführung der Programmsteuerung bei Werkzeugmaschinen unterstrichen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 645 – 650

DK 621.882.3 ; 621.941.23 – 229

Popescu, I.: **Beiträge zur Projektierung des Nockensatzes für die Herstellung der Schraubenmuttern an automatischen Einspindeldrehbänken.**

Es wird die Art des Gewindeschneidens der Schraubenmuttern an der automatischen Drehbank A20 dargelegt, für den Fall wo der Vorschub grösser als erforderlich ist.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 11, S. 651 – 652

DC 621 ;678.06

Goldenberg, N. and *Actarian, R.* : **Choice criteria concerning the utilization of plastics in the field of mechanical engineering.**
The general characteristics of plastics commonly used in the field of mechanical engineering are presented.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p. 609–615

DC 621.64–987: 539.384.6

Renert, M., *Flondor, D.* and *Iordache, Gh.* : **A solution of the contour problem of revolution coverings with elliptical profile.**
An analytical solution is given to the problem of the bottom contour of vessels with elliptical profile for which the value of the semiaxis ratio is 2.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p. 615–620

DC 621.003 ; 621–52 ; 338.062.214.1

Dumitrescu, A., *Stănescu, E.*, *Mihăilescu, N.* and *Crăciun, I.* : **The economic efficiency of the mechanization and automation of management and book keeping works in the machine building industry.**
The economic efficiency of mechanization and automation means used for the management and book keeping activities in the field of mechanical engineering is analysed.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p. 621–632

DC 621.592.3 : 662.69

Pimsner, V. and *Cserveny, I.* : **Concerning the heat transfer relations in a surface exchanger using the cold produced by natural gas expansion.**

The results are given of studies and experiments concerning the possibility of using natural gases for frigorific purposes, carried out within the framework of the Energetics Institute of the Academy of the Socialist Republic of Rumania.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p. 632–635

DC 621.874.078

Drobotă, V. : **The stability of the rolling track in the suspension rolling girders.**
The way of calculating the critical load and the buckling safety factor in the case of suspension rolling girders is presented.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p. 635–640

DC 621.785 ; 669.14–14 ;621.791.053

Wanyorek, C. : **The preheating and thermic treatment of rehandled or welding-assembled steel castings.**

A series of recommendations concerning the preheating and thermic treatment of rehandled and welding-assembled steel castings are set forth.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p- 640–645

DC 621.91–503.55 ; 511.41

Bălan, P. : **The introduction of programmed control in machine tools.**
The advantages of programmed control in machine tools are emphasized.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p. 645–650

DC 621.882.3 ; 621.941.23–229

Popescu, I. : **Contribution to the designing of the cam group requisite for the nut execution on automatic one-spindle lathes.**
The way of screw-cutting by means of the A20 automatic lathe the nuts for which the holder advance is greater than required is described.

Construcția de Mașini 17 (1965), nr. 11, p. 651–652

CD 621 ; 678.06

Goldenberg, N. et *Actarian, R.* : **Critères du choix des matières plastiques utilisées dans la construction des machines.**
On présente les caractéristiques générales des matières plastiques utilisées couramment dans la construction des machines.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 11, p. 609–615.

CD 621.64–987 ; 539.384.6

Renert, M., *Flondor, D.* et *Iordache, Gh.* : **Une solution du problème du contour pour enveloppes de révolution à profil elliptique.**
On expose une solution analytique du problème du contour du fond des récipients qui ont un profil elliptique, quand le rapport des demi-axes a la valeur 2.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 11, p. 615–620.

CD 621.003 ; 621–52 ; 338.062.214.1

Dumitrescu, A., *Stănescu, E.*, *Mihăilescu, N.* et *Crăciun, I.* : **L'efficacité économique de la mécanisation et de l'automatisation de la conduite et de l'évidence économique dans le domaine de la construction mécanique.**
Les auteurs examinent l'efficacité économique des moyens de mécanisation et d'automatisation, de la conduite et de l'évidence économique dans la construction mécanique.

Construcția de Mașini, 17 (1965), no. 11, p. 621–632.

CD 621.592.3 ; 662.69

Pimsner, V. et *Cserveny, I.* : **Sur les relations mathématiques du transfert de chaleur dans un échangeur par la surface, destiné à l'utilisation du froid produit par la détente des gaz naturels.**
On expose les résultats des études et des expériences effectuées à l'Institut d'énergétique de l'Académie de la République Socialiste de Roumanie, concernant l'utilisation des gaz naturels à des fins frigorifiques.

Construcția de Mașini, 17 (1965), no. 11, p. 632–635.

CD 621.874.078

Drobotă, V. : **La stabilité des voies de roulement pour poutres roulantes suspendues.**
L'auteur présente la méthode de calcul pour déterminer la charge critique et le coefficient de sécurité au flambage dans le cas des poutres roulantes suspendues.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 11, p. 635–640.

CD 621.785 ; 669.14–14 ; 621.791.053

Wanyorek, C. : **Le réchauffage et le traitement thermique des pièces coulées en acier remaniées ou assemblées par soudage.**
On précise une série de recommandations pour le réchauffage et le traitement thermique des pièces en acier coulé, remaniées ou assemblées par soudage.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 11, p. 640–645.

CD 621.91–503.55 ;511.41

Bălan, P. : **L'introduction de la commande-programme pour les machines-outils.**
L'auteur met en évidence les avantages de l'introduction de la commande-programme pour les machines-outils.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 11, p. 645–650.

CD 621.882.3 ; 621.941.23–229

Popescu, I : **Contributions à l'établissement du projet du groupe de cames nécessaires pour l'exécution des écrous sur les tours automatiques à broche unique.**
On décrit le filetage, sur le tour automatique A20, des écrous pour lesquels l'avance du support dépasse l'avance requise.

Construcția de Mașini 17 (1965), no. 11, p. 651–652.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL
AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVII, NOIEMBRIE 1965, Nr. 11

CZ 621:678.06

Criterii de alegere la utilizarea materialelor plastice în construcția de mașini

NIUMA GOLDENBERG și RODICA ACTARIAN

În practica inginerului specializat în utilizarea materialelor plastice apare frecvent necesitatea de a indica un material plastic pentru un anumit scop.

Soluționarea acestei probleme este îngreuiată de faptul că proprietățile materialelor plastice sînt cunoscute într-o măsură relativ restrînsă, iar proiectarea pieselor respective prezintă unele particularități deosebite.

Alegerea unui material presupune o bună cunoaștere a comportării în condițiile concrete în care obiectul va fi folosit. Forma și dimensiunile obiectului din material plastic trebuie să fie adecvate caracteristicilor acestuia, atît în ceea ce privește utilizarea, cît și în ce privește tehnologia de prelucrare.

Pentru considerentele arătate, alegerea unui material plastic pentru un scop dat impune în primul rînd cunoașterea funcțională a piesei și a condițiilor de folosire a acesteia, în cazul cînd este executată din materiale tradiționale. Pentru utilizarea materialului plastic sînt necesare reproiectarea piesei, proiectarea sculelor și dispozitivelor adecvate soluției alese, cu evaluarea economicității sale încă înainte de realizarea sculelor și dispozitivelor și asigurarea condițiilor tehnologice corespunzătoare.

Frecvent, pe lîngă aceste faze principale apar faze secundare legate de experimentarea pieselor, de corectarea sculelor și dispozitivelor etc.

Trebuie menționat că această situație este întîlnită în toate țările, deoarece pînă în prezent nu s-au pus bazele calculului de proiectare cu materiale plastice așa cum există pentru metale, lemn sau beton. În această direcție se depun eforturi mari și s-au adoptat chiar soluții de calcul, deși unele n-au putut fi încă verificate, cum este cazul conductelor de PVC care se dimensionează pentru o durată de utilizare de 50 de ani.

Cu toate dificultățile privind dimensionarea pieselor din material plastic, consumul lor se extinde vertiginos atît calitativ, găsindu-se tot mai adecvate soluții constructive, cît și cantitativ, ceea ce dovedește eficiența acestor soluții.

Calea care duce spre găsirea unor soluții cît mai bune este colaborarea strînsă, de durată, între prelucrător și beneficiar.

În cele ce urmează se examinează cîteva criterii care trebuie luate în considerare în problema abordată.

În definirea condițiilor de exploatare ale piesei și în aprecierea comportării materialelor plastice trebuie ținut seamă de faptul că solicitările specifice nu acționează izolate, ci asociate, ceea ce modifică mult acțiunea fiecăruia.

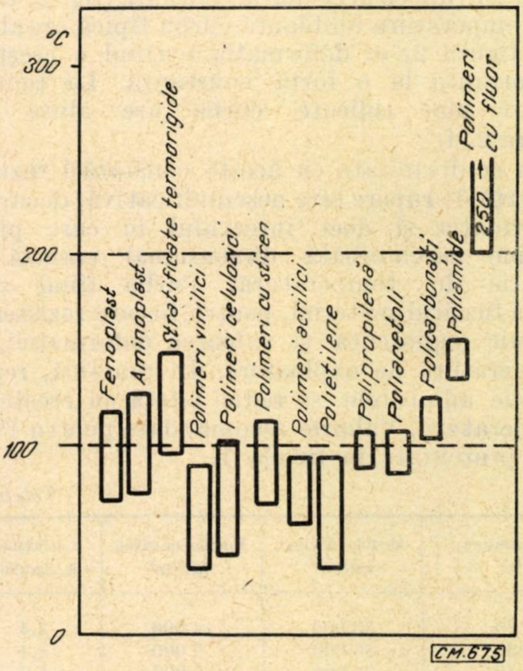


Fig. 1

Față de celelalte materiale, materialele plastice prezintă un interval foarte limitat de temperaturi în care pot fi utilizate (fig. 1).

Temperaturile extreme reprezintă limite la care se produc fenomene chimice, fizice sau mecanice cu caracter distructiv, iar între limite ansamblul proprietăților se modifică specific naturii polimerului. Cea mai frecventă modificare o înregistrează modulul de elasticitate și implicit celelalte proprietăți mecanice.

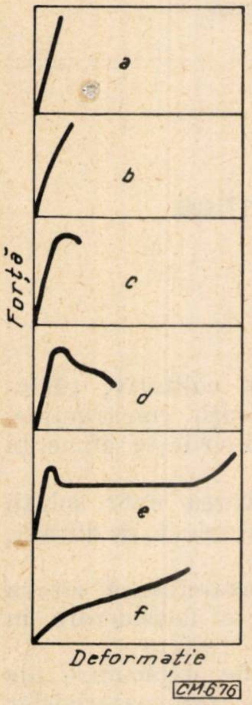


Fig. 2

Materialele termoelastice prezintă mici variații ale proprietăților mecanice în funcție de temperatură, astfel că în articolul de față se tratează în special comportarea acestor materiale.

Pentru ilustrarea efectului temperaturii, în figura 2 s-au reprezentat curbele forță deformație în cazul solicitării unui material termoplastic convențional, la diferite temperaturi. Se observă că la temperatură foarte scăzută (fig. 2, a) materialul se comportă elastic, deformația fiind proporțională cu forța.

La temperaturi mai mari deformația nu mai este proporțională cu forța, legea de variații înregistrînd un maximum și apoi o scădere din ce în ce mai accentuată (fig. 2, b-d). La temperatura ambiantă curba tipică are alura din figura 2, e, deformația acuzînd o creștere importantă la o forță constantă. La temperaturi mai ridicate curba are alura din figura 2, f.

În conformitate cu aceste constatări rezultă că forța de rupere este nesemnificativă, deoarece deformația și deci intervalul în care piesa rămîne neschimbată dimensional variază în funcție de temperatură. Curba fiind specifică fiecărui material, pentru fiecare rezistență trebuie cunoscută și valoarea deformației, la temperatura de exploatare. În practică, rezistențele admisibile se reduc odată cu creșterea temperaturii. Valorile recomandate pentru PVC sînt prezentate în tabela 1.

Tabela 1

Temperatura, ^{0}C	Modulul Young, kgf/cm^2	Modulul de calcul, kgf/cm^2	Coeficientul de siguranță
20	33 000	14 000	2,4
35	30 000	9 000	3,4
45	26 000	5 000	5,0
55	23 000	20 000	13,0
65	21 000	7 000	30,0

Deoarece coeficientul de dilatare al materialelor plastice este de 5—20 ori mai mare decît al metalelor, dilatarea trebuie calculată atît în cazul pieselor relativ mici, cu toleranțe strînse (de exemplu lagăre), cît al pieselor cu toleranțe largi, dar de dimensiuni foarte mari.

Jocul relativ între bucșe și ax, pentru poliamide este de $2,8-5^0/_{00}$, spre deosebire de metale, la care este de $2^0/_{00}$. Jocul optim se determină teoretic prin calcul și se verifică experimental.

Conductivitatea termică a materialelor plastice este foarte scăzută, fapt care poate constitui uneori un avantaj (de exemplu la construcția frigiderelor), iar alte ori un dezavantaj (de exemplu lagăre pentru axe cu turație mare).

Pentru a îmbunătăți transferul de căldură, în special la lagăre cu grosime mai mare, se recurge la acoperirea bucșelor și lagărelor metalice cu o peliculă de material plastic sau la realizarea bucșelor, parțial, din metal și, parțial, din material plastic. Ambele metode conferă și o bună rezistență la uzură.

Supunînd un timp îndelungat materialele plastice la căldură, procesele de degradare sînt accelerate, durabilitatea lor fiind scurtată. Multe materiale plastice sînt inflamabile, iar majoritatea, fiind produse organice, sînt combustibile, ceea ce restrînge posibilitățile lor de folosire în cazul cînd nu se iau măsuri speciale, respectiv adaosuri de agenți ignifuganți.

Rezistența mecanică a materialelor plastice, exceptînd cele armate cu fibre de sticlă, este net inferioară metalelor și superioară lemnului, iar la unele solicitări, superioară altor materiale. Rezistențele la diferite solicitări diferențiază relativ mult materialele plastice. Astfel, polistirenul este casant și prezintă o rezistență mecanică redusă. Poliamidele, policarbonatul, polistirenul șoc, copolimerii ABS, fenoplastele și rășinile epoxidice, materialele cu umplutură fibroasă și stratificatele au, în general, rezistențe mecanice ridicate, în special la solicitări dinamice.

Duritatea și rezistența la zgîriere sînt, în general, mici (fac excepție produsele stratificate cu rășini de melamină), rezistența la compresiune fiind relativ ridicată.

Caracteristicile elastoplastice definesc în cele din urmă rezistențele mecanice, depinzînd de natura polimerului și, pentru fiecare în parte, de greutatea moleculară proprie. Este lesne de înțeles că marea varietate a polimerilor implică și o mare varietate de proprietăți mecanice.

Chiar în cadrul aceleiași naturi chimice se întîlnesc proprietăți mecanice diferențiate prin raportul structurilor cristaline și amorfe ale materialului. Fenomenul este curent întîlnit la polimerii specific cristalini, al căror grad de cristalinitate se schimbă în funcție de viteza de răcire a masei. De exemplu, suprafața unei piese din polipropilenă sau din poliamidă este cu atît mai dură cu cît răcirea este mai lentă.

Unele proprietăți (duritatea, rezistența la tracțiune) se pot îmbunătăți prin tratament termic care, pe lîngă reducerea tensiunilor interne, determină mărirea gradului de cristalinitate.

Variația caracteristicilor poliamidei, după temperare în ulei la 120°C timp de 24 ore, este redată în tabela 2.

Tabela 2

Materialul	Scăderea în greutate, %	Rezistența la încovoiere statică STAS 5874–58, kgf/cm²		Modulul de elasticitate STAS 5874–58, kgf/cm²		Duritatea Brinell STAS 5874–58, kgf/cm²			
						După 10 s		După 60 s	
		Inițial	După temperare	Inițial	După temperare	Inițial	După temperare	Inițial	După temperare
Relon tip B	–0,17	580	637	10 400	12 850	1 060	1 130	994	1 060
Durethan 25 F	–0,30	909	945	16 020	15 200	965	1 455	935	1 380
Durethan 40 F	–0,34	906	955	15 580	14 925	1 100	1 140	1 060	1 100
Durethan 31 SK	–0,20	1 005	1 105	17 550	20 770	1 140	1 370	1 100	1 220

Coeficientul de frecare se poate îmbunătăți prin adăugare de grafit sau bisulfură de molibden pulbere 1–5 %.

În tabela 3 se prezintă influența adaosului de grafit sau a bisulfurii de molibden asupra proprietăților nylonului.

Tabela 3

Caracteristici	Fără adaos	Cu grafit	Cu molykotte S_2M_0
Rezistența la tracțiune, kgf/mm²	7,7	8,5	8,5–11,5
Rezistența la încovoiere, kgf/mm²	9,5	11,0	14,0
Modulul de elasticitate, kgf/mm²	280	370	420
Temperatura de deformare, °C	93	96	120
Coeficientul de dilatare termică liniară, °C × 10^{-5}	10	4	4,1

Proprietățile mecanice variază și în funcție de gradul de orientare a moleculelor, fapt folosit uzual în practică în tehnologia obținerii monofilamentelor sau a foliilor care, în acest scop, se supun etirării. Rezistența de rupere la tracțiune a polipropilenei neetirate atinge 450 kgf/cm², iar după etirare, 4 000 kgf/cm².

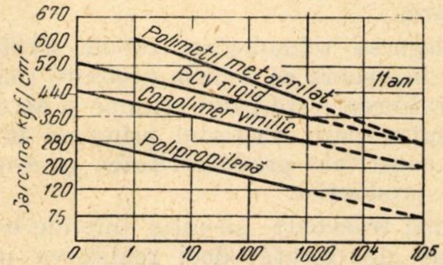


Fig. 3

Alegerea materialului plastic optim pentru o piesă dată presupune definirea cel puțin a limitei superioare a solicitării dominante și a duratei aplicării ei. Acest lucru este obligatoriu mai ales în cazul materialelor cu tendință de fluaj foarte pronunțată, cum sînt cele termoplastice. Pentru exemplificare, în figura 3 este prezentat fluajul cîtorva materiale termoplastice, la temperatura ambiantă.

Trebuie ținut seamă, de asemenea, că materialele termoplastice au o rezistență la oboseală mai mare decît cele termoelastice, cu atît mai mult cu cît modulul de elasticitate este mai mic.

În ceea ce privește condițiile de lucru, un prim aspect îl constituie mediul de imersie sau de contact permanent. Acest mediu cuprinde produse cu identitate chimică binecunoscută (de obicei și de concentrație cunoscută) care acționează direct asupra suprafețelor materialului plastic, asociindu-și efectele cu cele mecanice și termice.

În domeniul considerat, cele mai active medii sînt carburanții și lubrifianții. În funcție de destinația utilajului în care funcționează, materialele plastice pot fi în contact cu unele medii specifice ca noroi de foraj (la turbinele de foraj), praf și pulberi abrazive (la mașinile agricole), emulsii saline de hidrocarburi (la utilaje pentru extracția și vehicularea țițeiului) sau medii agresive (la utilaj chimic).

Comportarea materialelor plastice în aceste condiții se poate determina relativ precis, prin metode standardizate.

În tabela 4 este redată modificarea dimensiunilor și greutății relonului în urma absorbției de umiditate.

Tabela 4

Zile	Creștere în greutate, %	Creștere în lungime, %
1	2,03	0,10
3	3,4	0,17
4	–	–
7	5,2	0,21
14	6,6	1,26
21	8,0	1,53
30	–	–
32	9,08	1,98
60	–	–
70	8,68	1,80
100	–	–
148	77,8	–

La unele materiale (polietilenă), efectul mediului de imersie se asociază negativ unei solicitări mecanice, înregistrîndu-se fenomenul cunoscut sub numele de fisurare sub tensiune (stresscracking). Stabilitatea materialului plastic se determină direct prin controlul variaţiei dimensionale şi al greutăţii unor epruvete sau al obiectului respectiv, sau indirect, prin controlul modificării altor proprietăţi.

O altă influenţă care trebuie luată în considerare este aceea a condiţiilor atmosferice locale specifice unui spaţiu limitat (microclimă), întîlnite curent în industria chimică, alimentară etc. Astfel, într-o secţie de galvanotehnie materialele plastice vin în contact nu numai cu vaporii corosivi scăpaţi din instalaţii, ci şi cu acizii proveniţi din contactul acestor vapori cu apa din atmosferă.

Efectul microclimei este mai greu de determinat, realizarea în laborator a condiţiilor de exploatare fiind dificilă; ca urmare se recurge la verificarea în condiţii forţate.

Stabilirea rezistenţei la intemperii prezintă dificultăţi datorită lipsei unor metode rapide de laborator şi duratei mari a încercărilor în condiţii naturale. În afară de aceasta, rezistenţa la intemperii este condiţionată şi de efectul de durată al celorlalte solicitări asociate.

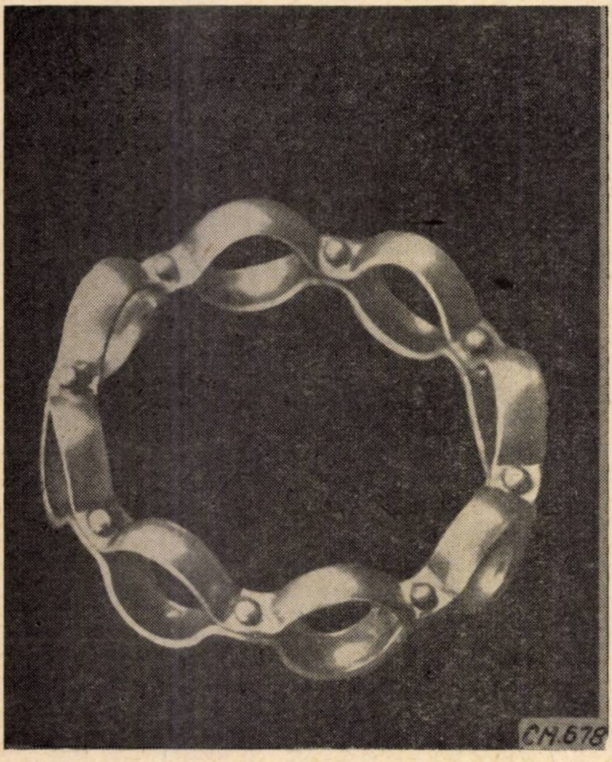


Fig. 4

Îmbunătăţirea proprietăţilor mecanice se realizează prin înglobarea unor materiale fibroase în compounduri. Stabilitatea la intemperii şi la acţiunea de durată a căldurii poate fi ameliorată prin adăugarea unor inhibitori ai proceselor de termo şi fotooxidare. Sensibilitatea la microorganisme poate fi eliminată prin adaosuri de fungistate.

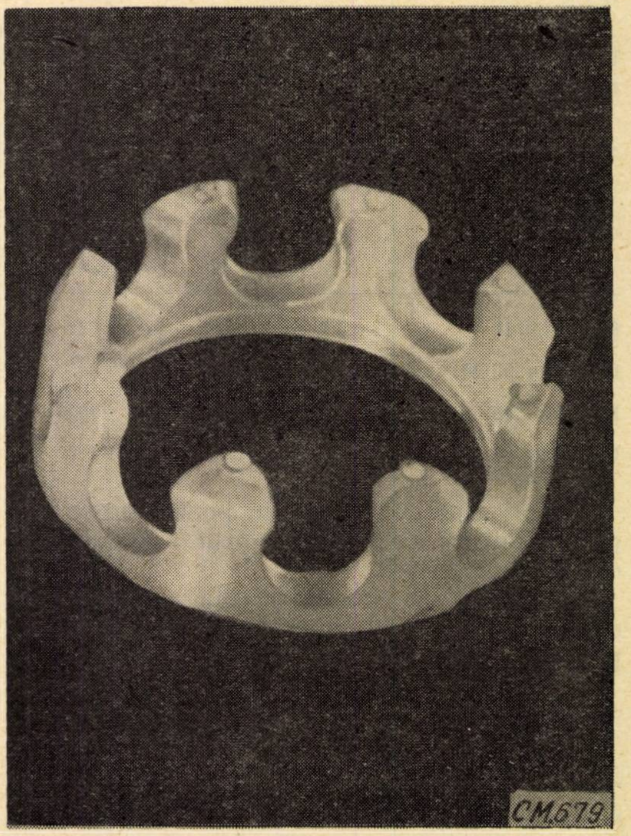


Fig. 5

Construcţia pieselor de material plastic diferă, în general, de aceea a pieselor metalice. Astfel, în figurile 4 şi 5 se prezintă o colivie de rulment executată din tablă şi, respectiv, din poliamidă.

Tehnologia de fabricaţie a piesei este impusă de înseşi natura polimerului sau forma în care se prezintă acesta. În cadrul fiecărei tehnologii există mai multe variante şi pentru fiecare material, mai multe posibilităţi de prelucrare.

În alegerea tehnologiei trebuie avut permanent în vedere că sculele necesare (matriţe, filiere, calibroare etc.) sînt scumpe şi au durată de execuţie mare. Criteriul principal în acest sens îl constituie productivitatea şi economicitatea producţiei.

Cea mai frecventă situaţie impune o experimentare de durată, deci realizarea iniţială a unui lot mic. Ca atare este recomandabilă folosirea provizorie a unor soluţii mai uşor de realizat. O astfel de soluţie comportă execuţia prototipurilor sau a lotului experimental din semifabricate prin procedee de prelucrare comune (aşchiere, sudură etc). Deşi este cea mai convenabilă pentru beneficiar, metoda se poate

Tabela 5

Procedeu	Avantaje	Dezavantaje
Injecţie	Productivitate înaltă, finisaj superior al obiectelor, precizie dimensională superioară, posibilitatea de obţinere a unor forme complicate	Preţ de cost ridicat al matriţelor, deşeuri relativ mari
Extrudare	Cost redus al filierelor, posibilitatea combinării unor operaţii, varietate mare de profile, productivitate ridicată	Precizie relativ mică, deschiderile realizabile numai într-o singură direcţie
Termoformare	*Formare în vid*: procedeu simplu şi ieftin, precizie dimensională acceptabilă, posibilitate de a realiza obiecte de dimensiuni mari cu pereţi subţiri	Limitată la obiecte cu profil relativ simplu
	Formarea pneumatică: posibilitatea de a realiza obiecte cu forme mai complicate, cu pereţi mai groşi, productivitate înaltă	Relativ scump din cauza matriţei
	Ambutisare: aplicabil la materiale groase, simplu, ieftin, productiv	Limitat la obiecte cu profil simplu
Extrudare, formare	Matriţe ieftine, productivitate înaltă, posibilitate de obţinere a unor profile complicate	Limitat la obiecte închise (pornind de la tuburi), grosimea pereţilor obiectelor neuniformă
Formare centrifugală	Matriţe ieftine, posibilitate de realizare a unor obiecte mari, contracţie mică	Productivitate foarte scăzută, puţine materiale plastice corespunzătoare procedeului
Compresiune	Deşeuri puţine, finisaj superior, posibilitate de a obţine obiecte mari	Complexitatea pieselor limitată, precizia înaltă se atinge greu
Transfer	Posibilitatea obţinerii unor forme complicate şi fine, precizie dimensională ridicată, productivitate înaltă	Matriţe scumpe, deşeuri mari, limitat la obiecte relativ mici
Formare la presiuni joase prin compresiune	Costuri scăzute pentru matriţe, posibilitatea realizării unor obiecte foarte mari	Puţine materiale se adaptează procedeului
Turnare	Costuri scăzute pentru matriţe, posibilitatea de realizare a secţiunilor foarte groase, uşor de finisat	Limitat la obiecte cu profil relativ simplu

aplica la un număr restrîns de polimeri (poliamide, PVC, polietilenă, fenoplaste stratificate) şi pentru un număr redus de forme (plăci, bare).

Alt procedeu expeditiv utilizează prototipuri sau loturi experimentale sub formă de semifabricate — plăci, tuburi, preforme — realizate cu scule simple, eventual deja existente. La formare în vid, ambutisare şi injecţie se pot folosi, de asemenea, dispozitive ieftine şi cu ciclu de fabricaţie mic. În general, se aplică tehnologii mai simple decît cele din producţia de serie, cuprinzînd formarea de semifabricate din acelaşi polimer. Aceste metode se caracterizează din punct de vedere economic prin productivitate scăzută şi consumuri specifice ridicate. Calitatea pieselor astfel obţinute este inferioară calităţii pieselor rezultate prin tehnologia definitivă.

În alegerea unei tehnologii definitive trebuie ţinut seamă de caracteristicile generale ale procedeelor prezentate în tabela 5.

Trebuie remarcat că un utilaj proiectat pentru un anumit material oferă posibilităţi limitate de a prelucra alte materiale, determinate de contracţia specifică a acestora (tabela 6), de tipul de răcire a materialului şi de anumite detalii constructive ale sculelor, ca : lungimea de profilare a filierelor la extrudare, tipul de culee şi de canale la injecţie.

Tabela 6

Materialul plastic		Contracţia medie, mm/m
Materiale termoplastice		
Metacrilat de metil	presare	1–4
	injectare	2–8
Propionat de celuloză	presare	2–5
	injectare	3–9
Poliamida 6 tip Nylon		15
Poliamida 6 tip Nylon armat cu fibre de sticlă 40 %		1–5
Polietilenă		30
Polipropilenă		10–25
Policarbonat		5–7
Policarbonat armat cu fibre de sticlă 20 %		0,6–2
Materiale termorigide		
Ftalat de dialil		1–5
Melaminformaldehidă pură		11–12
Melaminformaldehidă cu α celuloză		5–15
Melaminformaldehidă cu fulgi de celuloză		6–7
Melaminformaldehidă cu azbest		5–7
Melaminformaldehidă cu fibre de sticlă		1–4
Răşini fenolformaldehide fără umplutură		10–12
cu umplutură de	făină de lemn	4–9
	azbest	0,5–6
	mică	0,5–5

Pentru evitarea concentrării eforturilor este necesar ca muchiile interioare şi exterioare să fie racordate cu o rază de minimum 0,5 mm.

Grosimea peretelui trebuie să fie cît mai mică pentru a reduce consumul de material, a îmbunătăţi transferul de căldură şi a elimina retasurile sau golurile.

De asemenea, grosimea trebuie să fie uniformă pentru a elimina eforturile interne de distorsiune şi spargere; dacă se utilizează grosimi diferite, intersecţia pereţilor se realizează gradat.

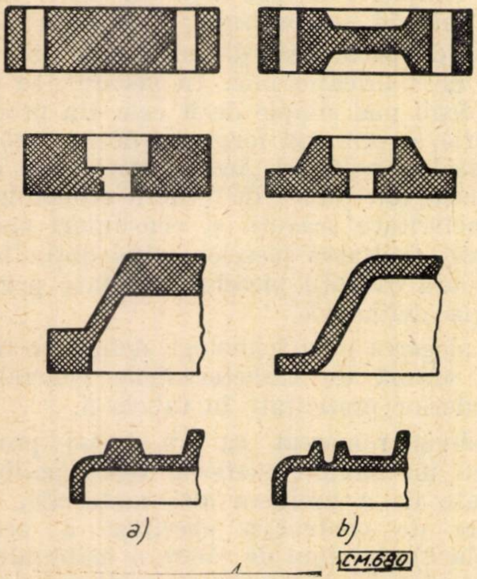


Fig. 6

În figura 6,a, se prezintă variantele neindicate din acest punct de vedere ale unor piese, variantele corespunzătoare fiind redate în figura 6,b.

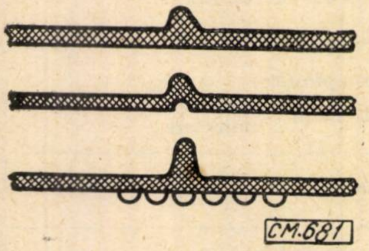


Fig. 7

Se pot utiliza nervuri, flanşe, gulere care măresc rezistenţa fără a majora grosimea pereţilor. În spatele suprafeţei cu guler se pot adăuga nervuri sau caneluri, pentru ca în timpul injectării să nu apară o adîncire a materialului (fig. 7).

Conicitatea necesară pentru desprinderea din matriţe este de 1/4⁰ în cazul obiectelor de polietilenă şi polipropilenă. Pentru forme geometrice simple (de exemplu bucşe de 25 mm diametru şi 25 mm lungime) din polimeri acetali sau poliamide nu se prevede conicitate. Pentru dimensiuni mai mari, la obiecte din poliamide este suficient 1/8°.

Liniile de închidere ale matriţei trebuie să fie în locuri mai puţin vizibile pentru a asigura un aspect plăcut şi a elimina finisarea (fig. 8).

Găurile şi filetele se prevăd în matriţă, pentru a elimina prelucrarea ulterioară. Găurile complete au o rezistenţă mai bună decît cele oarbe. Piesele cu filet exterior se pot scoate din matriţă prin deşurubare sau prin plasarea liniei de închidere a matriţei de-a lungul liniei centrale axiale a profilului. Filetul interior se realizează cu miezul matriţei filetat, din care se deşurubează piesa. Filetul nu trebuie prevăzut pînă în capătul piesei, la fiecare capăt lăsîndu-se un joc de minimum 0,76 mm.

Înserţiile pot prelua sarcina, uşurează asamblarea. Ele trebuie proiectate pentru a asigura ancorarea astfel ca să se evite rotaţia. Este necesar ca striurile pe o inserţie să fie suficient de adînci, pentru a permite curgerea materialului, iar partea care iese din piesă să fie netedă. Inserţia se plasează perpendicular pe linia de închidere a matriţei, pentru a nu fi deplasată în timpul injecţiei.

În ceea ce priveşte precizia dimensională a pieselor de materiale plastice, cu toate că ele se obţin în matriţe ale căror dimensiuni sînt, practic, invariabile, reproductibilitatea exactă a dimensiunilor nu este asigurată, deoarece construcţia depinde foarte mult atît de caracteristicile materialului folosit, cît mai ales de regimul tehnologic.

Un alt factor care poate modifica cotele unui reper este variaţia de temperatură, respectiv dilatarea.

Pentru îmbunătăţirea unor proprietăţi, reperele din anumite materiale plastice (în special cele cu grad de cristalinitate mai mare ca 70 %) sînt supuse unui tratament termic. Acest tratament ridică cristalinitatea materialului, volumul reperului reducîndu-se, fapt care se traduce, practic, prin modificarea dimensiunilor.

Din motivele arătate, matriţele pentru reperele de precizie trebuie executate în aşa fel încît se fie posibilă ajustarea lor la precizia necesară. Variabile de producţie, ca numărul şi dimensiunile cavităţii matriţei, afectează toleranţele.

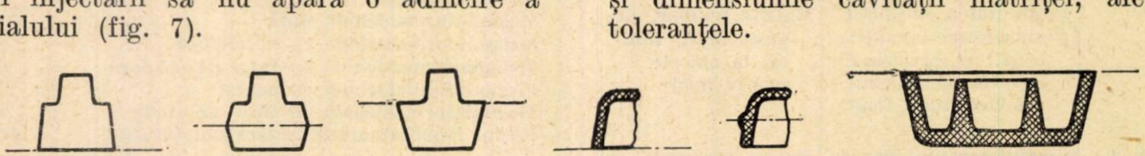


Fig. 8

Este economic a utiliza matriţe cu multe cuiburi, dar, cu cît numărul acestora creşte trebuie să se prevadă toleranţe la dimensiunile critice. Se recomandă o creştere de 1—5 % pentru fiecare cuib.

Montarea la rece a pieselor într-un ansamblu se poate face prin presare, nituire sau lipire.

Nituirea la rece oferă o bună rezistență mecanică. Acest tip de asamblare se realizează prin presarea simultană a mai multor cepuri la o presă manuală sau automată. În figura 9 este prezentat un rotor de pompă din acetol asamblat prin nituire.

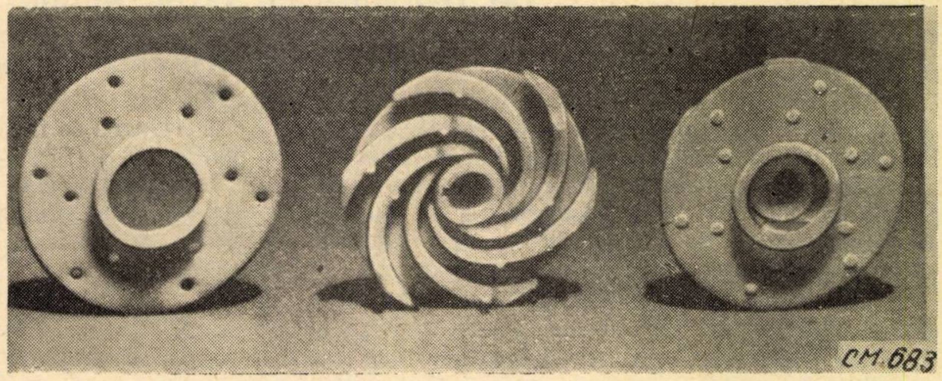


Fig. 9

Cele mai potrivite materiale pentru acest tip de asamblare sînt poliamida și poliacetalul. Mărimea sarcinii aplicate trebuie să depășească rezistența la curgere a materialului respectiv, producînd o deformare permanentă a nitului.

Ca adeziv pentru lipire se utilizează clei termoreactiv pe bază de rășină epoxidică cu întărire la rece. Procedeul poate fi aplicat la lipirea bucșelor pe butuci și are avantajul că nu necesită prelucrări ulterioare pentru a realiza alezajul necesar.

Montarea la cald este rezistentă și etanșă. Procedeul constă în topirea suprafețelor și menținerea lor în contact în timpul răcirii și solidificării.

O metodă valabilă pentru toate rășinile este sudura prin rotire. Se recomandă a suda piese din aceleași materiale, cu secțiune circulară. Dacă materialele sînt diferite, rezistența este mai slabă.

Cei trei factori care influențează această asamblare sînt viteza de rotire, presiunea asamblării și durata rotirii.

Tendința generală de folosire a materialelor plastice în construcția de mașini este sistemul de compunere din subansambluri și repere tipizate tip Baukasten. Tipizarea este o condiție de bază a economicității, deoarece permite utilizarea matrițelor pentru o serie mai mare de piese, simplificîndu-se și proiectarea. În țara noastră problema tipizării reperelor din materiale plastice este încă în fază incipientă. Ca urmare, pentru serii mici se indică alte căi, cum sînt : folosirea matrițelor cu cuiburi interschimbabile, folosirea aceleiași matrițe pentru realizarea pieselor de dimensiuni diferite, ca de exemplu în cazul garniturilor care se pot executa concentric, folosirea matrițelor turnate din aliaje care permit obținerea unor cuiburi cît mai precise, cum sînt aliajele de aluminiu, magneziu, cupru-beriliu, bronz și prelucrarea prin așchiere a semifabricatelor (blancuri).

Un prim avantaj al utilizării materialelor plastice în construcția de mașini este economia de metal. Coeficientul de folosire a metalului este de 0,5–0,6, iar al materialului plastic ajunge pînă la 0,9. Deșeurile din prelucrarea materialelor plastice sînt mai reduse. Un exemplu de economie de metal îl prezintă rotoarele și statoarele pentru turbine de foraj. Acestea se execută curent din oțel, iar pentru realizarea lor din material plastic se economisește 1,67 kg de oțel pe pereche, deci 167 kg pe turbină simplă, cu înlăturarea completă a deșeurilor și rebuturilor.

Deoarece materialele plastice sînt în medie de două ori mai ușoare decît aluminiul și de 5–8 ori mai ușoare decît oțelul, reducerea corespunzătoare a greutății pieselor atrage după sine creșterea vitezelor, micșorarea cheltuielilor de exploatare, creșterea capacității de încărcare a utilajului.

Avînd o rezistență superioară la uzură, piesele de materiale plastice pot funcționa în condiții grele de exploatare, cu durabilitate sporită. Diferitele experimentări efectuate cu bucșe și lagăre din poliamidă au demonstrat comportarea lor satisfăcătoare la combinele de cereale, la transportoarele de tip furcă ale preselor mecanice tractate etc. Creșterea duratei de serviciu a lagărelor antrenează micșorarea gradului de uzură a arborilor.

Execuția pieselor de materiale plastice este caracterizată prin reducerea volumului de muncă, a numărului operațiilor, a utilajului necesar și a timpului de pregătire. Piese cu profile complicate, ca, de exemplu, roți dințate, rotoare, statoare care necesită operații numeroase și dificile în cazul fabricării din metal, se realizează din material plastic dintr-o singură operație.

În sfîrșit, avantajele menționate își găsesc expresia în reducerea prețului de cost.

---

[1] *I.C.I., I.S. 911* Strength of Plastics. [2] *Mils, A. F.* Mechanical design with thermoplastics. În : Plastics Today **15**, ian 1963, p. 6–8. [3] *Bauer, W.* și *Weisshaar, F.* Mass und Gewichtsttoleranzen bei spritzgegossenen Flachstab. Sonderdruck der B.A.S.F. *Rahlin* In : Plasticeskie massî, nr. 7, 1961. *Horun, S. Stern, E.* În : Materiale plastice, nr. 1, 1965. *Peterson, E.* și *Geuder*. Design Plastics Book, nr. 9, 1962.

CZ 621.64-987:539.384.6

O soluţie a problemei conturului pentru învelişurile de revoluţie cu profil eliptic

MIHAIL RENERT, DUMITRU FLONDOR şi GHEORGHE IORDACHE

Învelişurile de revoluţie cu profil eliptic găsesc actualmente o utilizare largă la confecţionarea fundurilor şi capacelor pentru recipiente sub presiune. Sub aspectul consumului de metal, ele sînt mai economice decît fundurile sferice cu racordare (mîner de coş).

Fundurile cu profil eliptic se caracterizează, din punct de vedere geometric, prin variaţia lină, continuă, a curburilor, ceea ce are efect favorabil asupra repartiţiei eforturilor unitare. În cazul în care raportul semiaxelor elipsei este mai mare decît $\sqrt{2}$, în zona ecuatorială apar eforturi unitare de compresiune, ca şi cum în această zonă ar exista un brîu de consolidare a învelişului. Cel mai avantajos este profilul pentru care raportul semiaxelor este egal cu 2; în acest caz se indică drept valori ale coeficientului de formă* 1,09 [1], respectiv 1,13 [2], simţitor mai mici decît pentru fundul sferic cu racordare. În fapt, la fundul cu raportul semiaxelor egal cu 2, literatura indică că solicitările sînt chiar ceva mai mici decît în partea cilindrică, ataşată [1]. Aceste indicaţii se bazează pe rezultate obţinute experimental.

În cele ce urmează se prezintă o rezolvare analitică a problemei conturului pentru fundul cu profil eliptic de uz curent, pentru care raportul semiaxelor are valoarea 2.

Pentru un înveliş de revoluţie oarecare, de grosime constantă, rezolvarea problemei conturului presupune rezolvarea sistemului de ecuaţii diferenţiale [7], [8]:

$$\left.\begin{aligned} \frac{R_2}{R_1^2}\,V'' &= E\delta\vartheta\,; \\ \frac{R_2}{R_1^2}\,\vartheta'' &= -\frac{1}{D}\,V, \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

în care: — R_1 şi R_2 sînt razele de curbură ale învelişului;
— $V = QR_2$, Q fiind forţa tăietoare;
— ϑ — rotaţia;
— δ — grosimea;
— $D = \dfrac{E\,\delta^3}{12\,(1-\mu^2)}$ — rigiditatea la încovoiere;
E — modulul de elasticitate longitudinal;
μ — coeficientul contracţiei transversale.

Derivarea se face în raport cu variabila independentă φ (fig. 1).

Sistemul (1) este aproximativ; el este obţinut din ecuaţiile generale ale teoriei în care se ţine seama de moment, considerînd că funcţiile V şi ϑ — soluţiile sistemului — au caracter oscilator amortizat, ceea ce permite, de fiecare dată, să se reţină numai derivata de ordinul cel mai înalt şi să se neglijeze derivatele de ordin inferior. Păstrînd acest principiu, prin dubla derivare a primei ecuaţii a sistemului (1) şi înlocuirea valorii obţinute pentru ϑ'' în cea de-a doua, rezultă ecuaţia diferenţială:

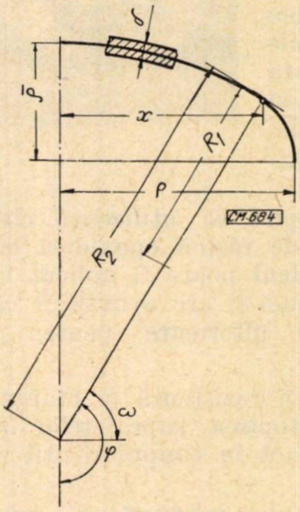


Fig. 1

$$V^{IV} + 4k^4 V = 0, \qquad (2)$$

în care:

$$k^4 = 3\,(1-\mu^2)\,\frac{R_1^4}{\delta^2 R_2^2}\,. \qquad (3)$$

Pentru elipsă, după cum se ştie:

$$R_1 = m^2\rho\,\frac{1}{[1-(1-m^2)\cos^2\varphi]^{1/2}} \qquad (4)$$

$$R_2 = \rho\,\frac{1}{[1-(1-m^2)\cos^2\varphi]^{1/2}}, \qquad (5)$$

în care $m = \dfrac{\bar{\rho}}{\rho}$ (fig. 1). Întotdeauna $m < 1$.

Studiul de faţă se face, aşa cum s-a arătat, pentru $m = 1/2$.

Folosind relaţiile (4) şi (5) pentru razele de curbură, din relaţia (3) se obţine:

$$k = \frac{m^2\sqrt{\rho}\,\sqrt[4]{3\,(1-\mu^2)}}{\sqrt{\delta}}\cdot\frac{1}{[1-(1-m^2)\cos^2\varphi]^{5/4}}\,. \qquad (6)$$

Expresia:

$$\varepsilon = [1-(1-m^2)\cos^2\varphi]^{5/4}, \qquad (7)$$

---

[*] Coeficientul de formă este raportul dintre grosimea fundului şi grosimea mantalei cilindrice, racordate.

de la numitorul relaţiei (6), poate fi liniarizată* ($m = 0{,}5$), aşa cum arată graficul respectiv (fig. 2).

În figura 2 şi în cele ce urmează, variabila φ — care în cazul de faţă ia valori între $\pi/2$ şi π — a fost înlocuită prin:

$$\omega = \varphi - \frac{\pi}{2},$$

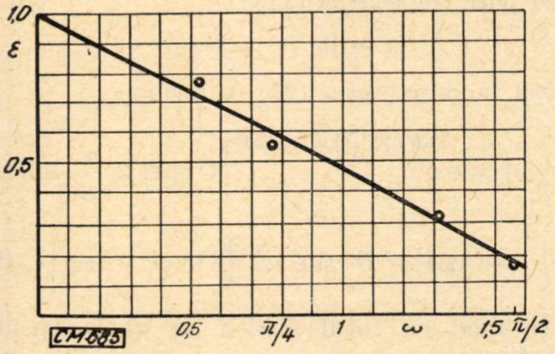


Fig. 2

adică $\varphi = \omega + \frac{\pi}{2}$, unde $0 \leqslant \omega \leqslant \frac{\pi}{2}$. Rezultă, deci, în locul expresiei (7):

$$\varepsilon = 1 - \beta\omega, \tag{8}$$

în care $\beta = 0{,}523$ a fost determinat prin metoda celor mai mici pătrate.

Dacă se mai notează:

$$\Phi = m^2 \sqrt[4]{3(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{\rho}{\delta}} = \\ = \frac{1}{4} \sqrt[4]{3\,(1-\mu^2)} \sqrt{\frac{R}{\delta}}, \tag{9}$$

ecuaţia (2) ia forma:

$$V^{\mathrm{IV}} + \frac{4\,\Phi^4}{(1-\beta\,\omega)^4}\, V = 0.$$

Deoarece, întotdeauna, în domeniul considerat, $(1 - \beta\omega) \neq 0$ (fig. 2), se mai poate scrie:

$$(1 - \beta\omega)^4\, V^{\mathrm{IV}} + 4\ \Phi^4 V = 0, \tag{10}$$

în care ω este variabila independentă. Ecuaţia diferenţială (10) este de tipul Euler.

Se face schimbarea de variabilă definită prin:

$$1 - \beta\omega = e^t. \tag{11}$$

Ţinînd seama că:

$$\frac{dt}{d\,\omega} = -\,\beta e^{-t}$$

şi că:

$$\frac{dV}{d\omega} = \frac{dV}{dt} \cdot \frac{dt}{d\omega} = -\,\frac{dV}{dt} \cdot \beta e^{-t},$$

se obţine, din ecuaţia (10), ecuaţia diferenţială cu coeficienţi constanţi, de ordinul 4, omogenă:

$$\frac{d^4V}{dt^4} - 6\,\frac{d^3V}{dt^3} + 11\,\frac{d^2V}{dt^2} - 6\,\frac{dV}{dt} + 4\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)V = 0, \tag{12}$$

în care:

$$V = V(t).$$

Ecuaţia caracteristică a ecuaţiei (12) este:

$$y^4 - 6\,y^3 + 11\,y^2 - 6\,y + 4\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4 = 0, \tag{13}$$

în care termenul ultim, întotdeauna pozitiv, depinde de geometria profilului eliptic, adică de mărimile m şi ρ/δ, şi de constanta lui Poisson μ. Cu schimbarea de variabilă:

$$y = \zeta - \frac{a}{4} = \zeta + 1{,}5, \tag{14}$$

unde $a = -6$ este coeficientul termenului în y^3, ecuaţia (13) trece sub forma ecuaţiei bipătrate reduse:

$$\zeta^4 - 2{,}5\,\zeta^2 - 0{,}56 + 4\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4 = 0. \tag{15 a}$$

Faţă de valorile termenului $4\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4$, pentru cazurile care interesează, termenul 0,56 este mai mic* şi se poate neglija. Ecuaţia (15 a) ia deci forma:

$$\zeta^4 - 2{,}5\ \zeta^2 + 4\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4 = 0. \tag{15 b}$$

Discriminantul acestei ecuaţii:

$$\Delta = 2{,}5^2 - 16\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4 \tag{16}$$

este totdeauna negativ în domeniul valorilor Φ şi β care interesează. Rezultă că ecuaţia (15 b)

---

* Posibilitatea liniarizării numitorului fracţiei care exprimă pe k, adică posibilitatea exprimării acestei mărimi sub forma $k = \frac{\alpha}{\beta + \varphi}$, unde φ este variabila, şi a integrării (analitice) a sistemului (1) este indicată în literatură, cu deosebire pentru învelişurile de grosime variabilă a peretelui [8], [3].

* Admiţînd $(\rho/\delta)_{min} = 16$ se obţine, conform relaţiei (9):

$$\Phi_{min} = \frac{1}{4} \sqrt[4]{3\,(1-\mu^2)}\ \sqrt{16} = 1{,}28$$

şi cu $\beta = 0{,}532$,

$$\left[4\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4\right]_{min} = 4\left(\frac{1{,}28}{0{,}532}\right)^4 \approx 144.$$

Se precizează că, în mod obişnuit, valorile ρ/δ sînt simţitor mai mari decît 16.

va avea întotdeauna rădăcini complexe, conjugate două cîte două:

$$\left.\begin{aligned}\zeta_{1,2} &= u_1 \pm i\,v_1;\\ \zeta_{3,4} &= u_2 \pm i\,v_2.\end{aligned}\right\} \qquad (17)$$

Rădăcinile ecuației (13) sînt, dacă se ține seama și de relația (14):

$$\left.\begin{aligned}J_{1,2} &= (1{,}5 \pm u_1) \pm iv_1;\\ J_{3,4} &= (1{,}5 \pm u_2) \pm iv_2,\end{aligned}\right\} \qquad (18)$$

mărimile u și v putîndu-se determina fără dificultate, așa cum se arată mai departe.

Se face în prealabil observația că, așa cum rezultă din cele precedente, deoarece $16\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4 \gg$ $\gg 2{,}5^2$, se poate considera (cu eroare de maximum 1% sau, pentru $\sqrt{|\Delta|}$, de maximum 0,5%):

$$\Delta \approx -16\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^4.$$

În consecință, rădăcinile ecuației (15 b) sînt:

$$\zeta_{1\ldots4} \approx \pm\sqrt{\frac{2{,}5 \pm 4i(\Phi\beta)^2}{2}}$$

sau, deoarece și $2{,}5 \ll 4\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)^2$;

$$\zeta_{1\ldots4} \approx \pm 2\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)\left(\cos\frac{\pi}{4} \pm i\sin\frac{\pi}{4}\right),$$

adică:

$$\zeta_{1\ldots4} \approx \pm\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)(1 \pm i).$$

Ținînd seamă de relațiile (18), se obține în cele din urmă pentru rădăcinile ecuației (13):

$$y_{1-4} = 1{,}5 \pm \sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)(1 \pm i). \qquad (20)$$

Soluția generală a ecuației diferențiale (12) în t rezultă, după ce se face trecerea de la soluția complexă la soluția reală, sub forma:

$$V(t) = e^{1{,}5\,t}\left\{e^{-\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t}\left[A\cos\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t + \right.\right.$$

$$\left. + B\sin\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t\right] + e^{\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t}\left[C\cos\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t + \right.$$

$$\left.\left. + D\sin\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t\right]\right\},$$

în care A, B, C, D sînt constantele de integrare. Fiind vorba de o problemă de contur, se reține numai partea oscilatorie — amortizată a soluției,* adică:

$$V = e^{1{,}5\,t}\,e^{\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t}\left[C\cos\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t + \right.$$

$$\left. + D\sin\sqrt{2}\left(\frac{\Phi}{\beta}\right)t\right]. \qquad (21)$$

Trecerea de la variabila t la variabila ω se face potrivit relației (11):

$$t = \ln(1 - \beta\omega),$$

astfel încît expresia (21) ia forma:

$$V(\omega) = e^{\left(1{,}5 + \sqrt{2}\frac{\Phi}{\beta}\right)\ln(1 - \beta\Phi)}\left[C\cos\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1 - \right.$$

$$\left. - \beta\omega) + D\sin\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1 - \beta\omega)\right]\cdot \qquad (22)$$

În mod cu totul analog se obține pentru rotații:

$$\vartheta(\omega) = e^{\left(1{,}5 + \sqrt{2}\frac{\Phi}{\beta}\right)\ln(1 - \beta\omega)}\left[C_0\cos\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1 - \right.$$

$$\left. - \beta\,\omega) + D_0\sin\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1 - \beta\,\omega)\right], \qquad (23)$$

în care C_0 și D_0 sînt constantele de integrare.

În calculele care urmează, se poate porni fie de la expresia (22), fie de la expresia (23). Este mai comod să se pornească de la expresia (23).

În vederea rezolvării problemei conturului — adică a determinării solicitărilor suplimentare în fundul cu profil eliptic și în cilindru, datorită faptului că aceste elemente — diferite din punct de vedere geometric, însă îmbinate — nu se mai pot deforma liber, este necesar să se cunoască expresiile analitice pentru eforturile și momentele din înveliș, cum și expresia pentru variația razei cercului paralel.

Sub formă generală, în cazul absenței sarcinilor exterioare [4], [5], aceste expresii sînt înscrise în tabela 1. Tabela 2 cuprinde aceleași expresii, însă particularizate pentru cazul de față, cu utilizarea relațiilor (4) și (5) pentru razele de curbură R_1 și R_2. Relațiile corespunzătoare pentru învelișul cilindric, binecunoscute, nu se mai redau [6], [7]. Se observă că, în funcțiile înscrise în tabela 2, dimensiunile învelișului intră sub forma raportului nedimensional ρ/δ, iar caracteristicile materialului prin coeficientul μ al contracției transversale [relația (9)]. Calculele numerice ce se fac pe această bază au deci un anumit grad de generalitate. Tabela 3 cuprinde expresiile derivatelor rotației, necesare pentru utilizarea tabelei 2.

---

* Aici trebuie să se aibă în vedere că $t = \ln(1 - \beta\omega)$ este, pentru domeniul $\omega = 0 - \frac{\pi}{2}$ considerat, cu $\beta = 0{,}523$ $(m = 0{,}5)$ întotdeauna negativ.

Tabela 1

Numărul relației	Relația	Observații
24	$V = QR_2 = -\frac{R_2}{R_1^2} D\vartheta''$	Q — efort transversal
25	$S = -\frac{V}{R_2} \operatorname{ctg} \varphi$	S = efort meridional
26	$T = -\frac{V'}{R_1}$	T — efort inelar
27	$M = -D\left(\frac{\vartheta'}{R_1} + \mu \frac{\vartheta \operatorname{ctg} \varphi}{R_2}\right)$	M — momente meridionale
28	$K = -D\left(\mu\frac{\vartheta'}{R_1} + \frac{\vartheta \operatorname{ctg} \varphi}{R_2}\right)$	K — momente inelare
29	$w = -\frac{\rho}{\delta E}(T - \mu S)$	w — variația razei cercului paralel

Constantele de integrare pot fi deci determinate și pentru cele două cazuri care interesează : conturul (pentru care $\omega = 0$) încărcat fie cu sarcinile transversale P_0, uniform distribuite, fie cu momentele M_0, de asemenea uniform distribuite (fig. 3).

Tabela 2

Numărul relației	Relația
30	$V = -\frac{(1-\beta\omega)^2}{m^2\rho} D\,\vartheta''$
31	$S = \frac{(1-\beta\,\omega)^{2/5}}{\rho} V \operatorname{tg} \omega$
32	$T = -\frac{(1-\beta\omega)^{6/5}}{m^2\rho} V^1$
33	$M = -D\left[\frac{(1-\beta\omega)^{6/5}}{m^2\rho}\vartheta' - \frac{\mu \operatorname{tg}\omega.\ (1-\beta\omega)^{2/5}}{\rho}\vartheta\right]$
34	$K = -D\left[\frac{\mu(1-\beta\omega)^{6/5}}{m^2\rho}\vartheta' - \frac{\operatorname{tg}\omega\,(1-\beta\,\omega)^{2/5}}{\rho}\vartheta\right]$
35	$w = -\frac{\rho}{\delta E}(T - \mu S)$

Formulele respective sînt înscrise în tabela 4.

Presupunînd fundul despărțit de cilindru în planul de îmbinare a acestuia cu semielipsoidul, se scriu în modul cunoscut [6], [7] ecuațiile de continuitate a deformațiilor pentru cele două învelișuri (fig. 3) :

$$\left.\begin{aligned}\Delta_1^{(p)} + \Delta_1^{(M_0)} + \Delta_1^{(P_0)} &= \Delta_2^{(p)} + \Delta_2^{(M_0)} + \Delta_2^{(P_0)}\\ \vartheta_1^{(p)} + \vartheta_1^{(M_0)} + \vartheta_1^{(P_0)} &= \vartheta_2^{)p)} + \vartheta_2^{(M_0)} + \vartheta_2^{(P_0)}\end{aligned}\right\}, \quad (36)$$

în care Δ reprezintă variațiile razei și ϑ — rotațiile. Indicii inferiori se referă la cilindru — *1*, respectiv la fund — *2*, iar indicii superiori arată cauza deformației respective (p — presiune, M_0 — moment, P_0 — sarcină transversală). Sistemul (36), liniar în P_0 și M_0 permite, după cum se știe, determinarea lor. Etapa următoare este cea a determinării eforturilor unitare în înveliș.

Tabela 3

$$\vartheta = \exp\left[\left(1,5 + \sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\right)\ln(1-\beta\omega)\right] \times$$
$$\times\left\{C_0 \cos\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right] + D_0 \sin\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right]\right\}$$

$$\vartheta' = -\frac{\exp\left[\left(1,5 + \sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\right)\ln(1-\beta\omega)\right]}{1-\beta\omega} \times$$
$$\times\left\{C_1 \cos\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right] + D_1 \sin\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right]\right\}$$

$$\vartheta'' = +\frac{\exp\left[\left(1,5 + \sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\right)\ln(1-\beta\omega)\right]}{(1-\beta\omega)^2} \times$$
$$\times\left\{C_2 \cos\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right] + D_2 \sin\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right]\right\}$$

$$\vartheta''' = \frac{\exp\left[\left(1,5 + \sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\right)\ln(1-\beta\omega)\right]}{(1-\beta\omega)^3} \times$$
$$\times\left\{C_3 \cos\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right] + D_3 \sin\left[\sqrt{2}\,\frac{\Phi}{\beta}\ln(1-\beta\omega)\right]\right\}$$

$C_1 = (a+b)\,C_0 + bD_0$; $C_2 = (0,33 + 1,33b)aC_0 + (1,33a + 2b)bD_0$;
$C_3 = (0,33a - b)\,C_2 - bD_2$
$D_1 = (a+b)\,D_0 - bC_0$; $D_2 = -(1,33 + 2b)\,bC_0 + (0,33a +$
$+ 1,33b)\,aD_0$; $D_3 = bC_2 + (0,33\text{a} - b)\,D_2$
$a = 1,5\,\beta$; unde $\beta = 0,523$ [relația (8)]
$b = \sqrt{2}\,\Phi$; Φ este dat de relația (9).

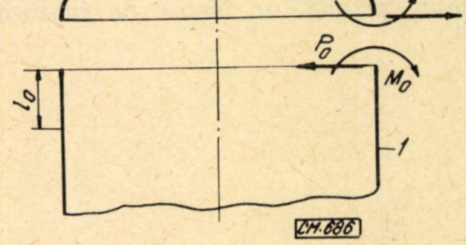


Fig. 3

Metoda de calcul expusă a fost aplicată în cazul unui recipient avînd corpul cilindric și fundul cu profil eliptic, executate din material de aceeași grosime și caracterizat prin valoarea

Tabela 4

Conturul încărcat cu sarcini transversale P_0 (fig. 1)	Conturul încărcat cu momente M_0 (fig. 1)
$C_0^{(P_0)} = + \frac{m^4\rho^2}{D} \cdot \frac{P_0}{(0{,}33a + 1{,}33b)\,a - (1{,}33a + 2b)(a + b)}$	$C_0^{(M_0)} = \frac{m^2\rho}{D} \cdot \frac{M_0}{(a + b) - \frac{0{,}33\,a + 1{,}33\,b}{1{,}33\,a + 2b}\,a}$
$D_0^{(P_0)} = + \frac{a + b}{b}\, C_0^{(P_0)}$	$D_0^{(M_0)} = - \frac{0{,}33\,a + 1{,}33\,b}{1{,}33\,a + 2\,b} \cdot \frac{a}{b}\, C_0^{(M_0)}$

Observaţii :

$m = \bar{\rho}/\rho = 1/2$ (fig. 1) ; $a = 1{,}5\,\beta$; $\beta = 0{,}523$ [relaţia (8)] ; $b = \sqrt{2}\,\Phi$; Φ este dat de relaţia (9) ; $D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)}$

raportului $\rho/\delta = 49$. Măsurări pe un asemenea recipient sub presiune au fost efectuate de Höhn în anul 1925 [4], cu tensometre mecanice, aplicate pe exteriorul recipientului. Graficele întocmite pe baza acestor măsurări [1] arată că factorul de intensificare a eforturilor unitare inelare în fund f_{2f}, definit prin :

$$f_{2f} = \frac{\sigma_{2f}}{\sigma_{2cil}}, \qquad (37)$$

în care σ_{2f} este efortul unitar inelar rezultant şi σ_{2cil} efortul unitar inelar (membrană) în cilindru, are valoarea maximă măsurată 0,85 faţă de 0,70, calculată pe baza relaţiilor stabilite în lucrarea de faţă. Pentru eforturile unitare meridionale se defineşte factorul de intensificare în mod analog :

$$f_{1f} = \frac{\sigma_{1f}}{\sigma_{2cil}}, \qquad (38)$$

în care σ_{1f} este efortul unitar meridional rezultant. Faţă de 0,35 măsurat în aceeaşi zonă, calculul dă 0,36. S-a menţionat că aceste valori sînt cele de pe faţa exterioară a fundului. Pe faţa exterioară a cilindrului se constată intensificări de 1,3 în direcţie inelară şi 1,2 în direcţie meridională, de asemenea în concordanţă cu calculul. Dacă se recurge la teoria energetică a ruperii pentru calcularea efortului unitar echivalent, rezultă un factor de intensificare de 1,13.

Planul în care aceste eforturi unitare maxime acţionează se află la distanţa $k_c\,l_0 \approx \frac{\pi}{2}$ de planul frontal al fundului (fig. 3), în care $k_c = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{\rho\delta}}$. Cota l_0 rezultă în orice caz mai mare decît cota cu care profilul eliptic se prelungeşte cilindric, la execuţie.

Zona celor mai mari eforturi unitare se află însă în fund, la interior, la $x/\rho = 0{,}990$ (fig. 1). În această zonă $f_{1f} = +0{,}875$ şi $f_{2f} = -0{,}796$ [relaţiile (37) şi (38)], ceea ce duce la un factor de intensificare — calculat după teoria energetică a ruperii şi raportat la σ_{2cil} — de 1,67. Această valoare, cu toate că este mare, are însă caracter local. Ea se află în concordanţă cu concluziile lui Höhn [5], care a utilizat alte metode de rezolvare aproximativă a problemei.

---

[1] *Brownell, L.* şi *Young, E.* Process Equipment Design Vessel Design. New York, Wiley, 1959. [2] *Domaşnev, A. D.* Utilaje pentru industria chimică. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962. [3] *Flügge, W.* Statik und Dynamik der Schalen. Berlin — Göttingen — Heidelberg, Springer, 1957. [4] *Höhn, E.* Der Spannungszustand gewölbter Böden. In : Z.V.D.I. **69**, nr. 6, 1925, p. 155—158. [5] *Höhn, E.* Über die Festigkeit der gewölbten Böden und der Zylinderschale. Berlin, Springer, 1927. [6] *Kantorovici, Z. B.* Osnovi rasceta himiceskih maşin i apparatov. Moscova, Maşghiz, 1952. [7] *Renert, M.* şi *Tănase, G.* Calculul şi construcţia utilajului chimic, vol. I, ed. a II-a. Bucureşti, Editura didactică, 1964. [8] *Timoshenko, S.* şi *Woinowski — Krieger, S.* Theory of Plates and Shells. New York, Mc Graw-Hill, 1959.

CZ 621.003: 621-52: 338.062.214.1

Eficacitatea economică a mecanizării şi automatizării lucrărilor de conducere şi de evidenţă economică în ramura construcţiei de maşini

Ing. ADRIAN DUMITRESCU, ing. EUGEN STĂNESCU, NICOLAE MIHĂILESCU şi ION CRĂCIUN

Atît în ţările dezvoltate industrial, cît şi în cele în curs de dezvoltare, ponderea producţiei ramurii construcţiei de maşini în producţia industrială este într-o continuă creştere.

Paralel cu creşterea volumului producţiei ramurii construcţiei de maşini se înregistrează şi o creştere puternică a nivelului tehnic al produselor respective. Cele mai noi realizări ale ştiinţei şi tehnicii sînt aplicate în mai toate domeniile construcţiei de maşini, ramura respectivă caracterizîndu-se prin următoarele aspecte specifice : un nomenclator vast de produse complexe şi variate, predominînd produsele cu un număr mare de repere ; număr mare de tipodimensiuni în cadrul fiecărei grupe de produse ; un nomenclator foarte variat şi foarte vast de materii prime, semifabricate şi produse finite, folosite în procesul de fabricaţie al diferitelor produse ; o structură complexă a proceselor tehnologice, necesitînd calificări variate ale muncitorilor ; producţii de unicate, serii mici, mari şi de masă, defalcate pe loturi multiple ; mijloace de muncă complexe, variate şi legate de investiţii specifice mari ; un volum important şi variat de cercetare şi proiectare, precum şi de pregătire tehnologică şi, în consecinţă, cadre de specialităţi foarte diferenţiate.

Toate aceste aspecte specifice predominante în ramura construcţiei de maşini fac din aceasta cea mai complexă ramură industrială. Pentru aceste motive, dezvoltarea ei necesită măsuri tehnico-organizatorice foarte complexe, legate de eforturi financiare importante atît pentru investiţii, cît şi pentru fondurile circulante. De asemenea, aprovizionarea cu materii prime, materiale etc., în vederea realizării programelor de producţie, precum şi plasarea produselor fabricate, pun probleme tehnice, economice şi organizatorice importante ; dublarea acestor probleme cu acelea ale cercetării, proiectării şi conducerii producţiei reclamă un volum de muncă intelectuală deosebit de mare, a cărei realizare operativă nu se întrevede decît prin mecanizare şi automatizare.

În ramura construcţiei de maşini se disting trei domenii în care aplicarea mecanizării şi automatizării poate fi justificată tehnico-economic : în procesul producţiei, în cercetare şi proiectare şi în lucrările de conducere şi evidenţă economică.

Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. cu privire la dezvoltarea economiei naţionale în perioada 1966—1970 precizează linia tehnico-ştiinţifică de urmat cu privire la planul de dezvoltare a economiei naţionale în această perioadă :

,,Se va extinde folosirea mijloacelor curente de mecanizare a muncii administrative şi se va începe introducerea mecanizării complexe în activitatea de conducere a unităţilor economice, la elaborarea lucrărilor de proiectare, la întocmirea şi prelucrarea evidenţelor statistice etc., urmărindu-se totodată raţionalizarea şi simplificarea lucrărilor administrative.''

Traducerea în viaţă a acestei linii în ramura construcţiei de maşini pune probleme cu totul speciale, avînd în vedere nu numai volumul important de muncă în procesul producţiei, dar şi volumul de muncă tot atît de important de cercetare şi proiectare, precum şi pentru lucrările de conducere şi evidenţă a producţiei.

Aşa după cum se află în curs de desfăşurare introducerea mecanizării şi automatizării muncii fizice în procesele de producţie în acele uzine de construcţii de maşini în care eficacitatea economică a acestei acţiuni a fost dovedită, tot aşa, în ultimul timp — datorită specificului ramurii construcţiei de maşini — a apărut necesitatea introducerii mecanizării şi automatizării muncii intelectuale în vederea rezolvării problemelor din celelalte două domenii de : cercetare şi proiectare, conducere şi evidenţă.

Astfel, munca de calcul legată de rezolvarea problemelor de cercetare şi proiectare — faţă de vastitatea şi complexitatea lor — nu poate fi realizată raţional operativ, decît pe bază de calcule exacte şi rapide şi prin optimizări (găsirea variantei celei mai bune soluţii).

Executarea acestor calcule manual-mintal şi repetarea lor în vederea procesului de optimizare, chiar cu ajutorul maşinilor de calculat de birou, ar deplasa în timp obţinerea rezultatelor dorite şi ar necesita folosirea unui aparat important de cercetători şi proiectanţi, rezolvarea problemelor făcîndu-se cu aproximaţiile inerente posibilităţilor calculului manual-mintal.

Cu totul alta este situaţia în munca de conducere şi evidenţă economică sub cele trei aspecte ale ei :

— evidenţa tehnico-operativă, care consemnează pentru prima dată fenomenul prin : acte de dispoziţie, documente de pregătire a fabricaţiei, raportări de date (primare) ;

— evidenţa statistică, care colectează şi sistematizează datele primare, raportîndu-le la anumiţi indicatori ;

— evidenţa contabilă, care înregistrează numai datele valorice (în unele cazuri şi cantitative) privind : desfăşurarea proceselor economice (aprovizionare, producere, desfacere), gestiunea mijloacelor economice (fixe şi circulante) sau de producţie, rezultatele activităţii.

Rezolvarea celor trei aspecte ale evidenţei economice este legată de un număr important de documente, generate de forţa de muncă (salarii), de materiale şi de mijloace fixe, provenind din defalcarea planului pe comenzi, pe produse, pe loturi, pe ansamble şi repere, pe secţii, pe locuri de muncă şi pe feluri de costuri. Consecinţa, un număr mare de purtători de date (informaţii).

Operaţiile de calcul generate de aceşti purtători de informaţii (documente), deşi simple, sînt însă enorm de multe, iar lucrările de concentrare a acestor date reprezintă de asemenea un volum important de muncă.

Această situaţie a impus, ca singura soluţie raţională, introducerea mecanizării şi automatizării acestor lucrări de evidenţă prin folosirea unui purtător de informaţii comod şi cu posibilităţi de grupare multiple ca urmare a necesităţii prelucrării datelor (informaţiilor) după criteriul corespunzător scopului : ,,cartela perforată''. În felul acesta se poate realiza uşor şi operativ prelucrarea tuturor datelor necesare conducerii şi dirijării activităţii economice şi procesului de producţie.

Ultimul domeniu menţionat de aplicare a mecanizării muncii în ramura construcţiei de maşini constituie obiectul prezentului articol.

Organizarea mecanizării şi automatizării lucrărilor de evidenţă economică în ramura construcţiei de maşini. Introducerea tehnicii moderne în operaţiile de calcul reprezintă o cucerire de mare însemnătate a ştiinţei şi tehnicii contemporane. Aproape în toate ramurile economiei, dar mai ales în ramura construcţiei de maşini, mijloacele rapide de calcul sînt chemate să înlocuiască din ce în ce mai mult omul, în primul rînd în lucrările de evidenţă care comportă un foarte mare volum de muncă.

În asemenea condiţii, folosirea calculului manual-mintal sau numai a mijloacelor de mică mecanizare, devine extrem de costisitoare. Este deci nevoie de un calcul operativ, exact şi ieftin, care se poate obţine numai pe calea introducerii mijloacelor de calcul mecanizate şi automatizate, folosite cu pricepere de un aparat specializat de economişti, ingineri şi matematicieni.

Cu caracter informativ, pe baza indicatorilor din literatură, în tabela 1 se prezintă de cîte ori se pot efectua mai repede operaţiile de grupare sau de calcul, folosind mijloace de mecanizare şi automatizare, faţă de situaţia în care calculele sînt efectuate manual-mintal.

Tabela 1

Operaţia	Fără maşini (n umăr operaţii pe oră)	Creşterea numărului de operaţii folosind mijloace de mecanizare şi automatizare						
		Maşini de adunat electrice	Maşini de calculat electrice	Maşini de facturat şi contabilizat	Maşini cu cartele perforate	Calculator electronic	Instalaţii electronice	
							Mici	Mijlociii
Adunare	450	3	2	7	60	200	6 000	12 000
Înmulţire-împărţire	100	—	3	5	—	100	1 440	400
Grupare	350	—	—	—	12	—	nu este cazul	

Pentru exemplificare — aşa după cum se arată mai departe — lucrările de evidenţă complexă, la o uzină de construcţii de maşini cu circa 10 000 salariaţi, ar necesita anual efectuarea a circa 150 milioane operaţii aritmetice şi 30 milioane de operaţii de înregistrare, ceea ce ar reveni în medie anual la circa 18 000 operaţii pe salariat. Este clar că organizarea evidenţei complexe la o asemenea uzină ar fi neraţională fără introducerea mecanizării, respectiv automatizării acestor lucrări.

Aceasta arată că în ramura construcţiei de maşini este oportun să se treacă la prelucrarea mecanizată şi automatizată a lucrărilor de evidenţă.

În figura 1 se prezintă schematic o clasificare a mijloacelor folosite astăzi curent, în funcţie de criteriul rolului pe care acestea îl au în procesul de mecanizare şi automatizare a lucrărilor de evidenţă economică.

Mijloacele de mică mecanizare se caracterizează prin introducerea manuală (tastare) a datelor iniţiale, deci viteza de lucru este limitată de posibilităţile operatorului. Cele de adunat execută numai operaţii de adunare şi scădere, precum şi de înmulţire,însă sub forma unor adunări repetate, iar cele de calculat execută cele patru operaţii aritmetice. În acest sistem operaţia de grupare a informaţiilor după criteriile dorite nu se efectuează mecanizat.

Mijloacele de mecanizare mijlocie permit ca, o dată cu operaţia de înregistrare a datelor, să se efectueze şi operaţiile de adunare, scădere şi înmulţire. Aceste maşini îşi găsesc o utilizare raţională în unităţile economice cu un volum relativ redus al lucrărilor de evidenţă economică, pentru mecanizarea operaţiilor de întocmire a balanţelor contabile de materiale, a statelor de salarii, a facturilor, a devizelor etc.

Mijloacele de mare mecanizare constituite din maşini de calcul cu cartele perforate pot asigura o mecanizare complexă a lucrărilor de evidenţă economică ; acestea formează grupa cunoscută sub denumirea maşinilor mecanografice. Ele permit efectuarea operaţiilor de grupare (cu viteză pînă la 6 000 cartele pe oră) şi de centralizare (pînă la 9 000 cartele pe oră).

Utilizarea în întreprinderile industriale a maşinilor de calcul cu cartele perforate creează posibilitatea efectuării unor prelucrări analitice şi multilaterale a informaţiilor economice.

de obicei constituit dintr-un mecanism de imprimare.

Succesiunea operaţiilor ce trebuie efectuate de către maşină este stabilită într-un program care se afişează în tabloul de conexiuni ale maşinii, cu ajutorul unui cablaj extern care de

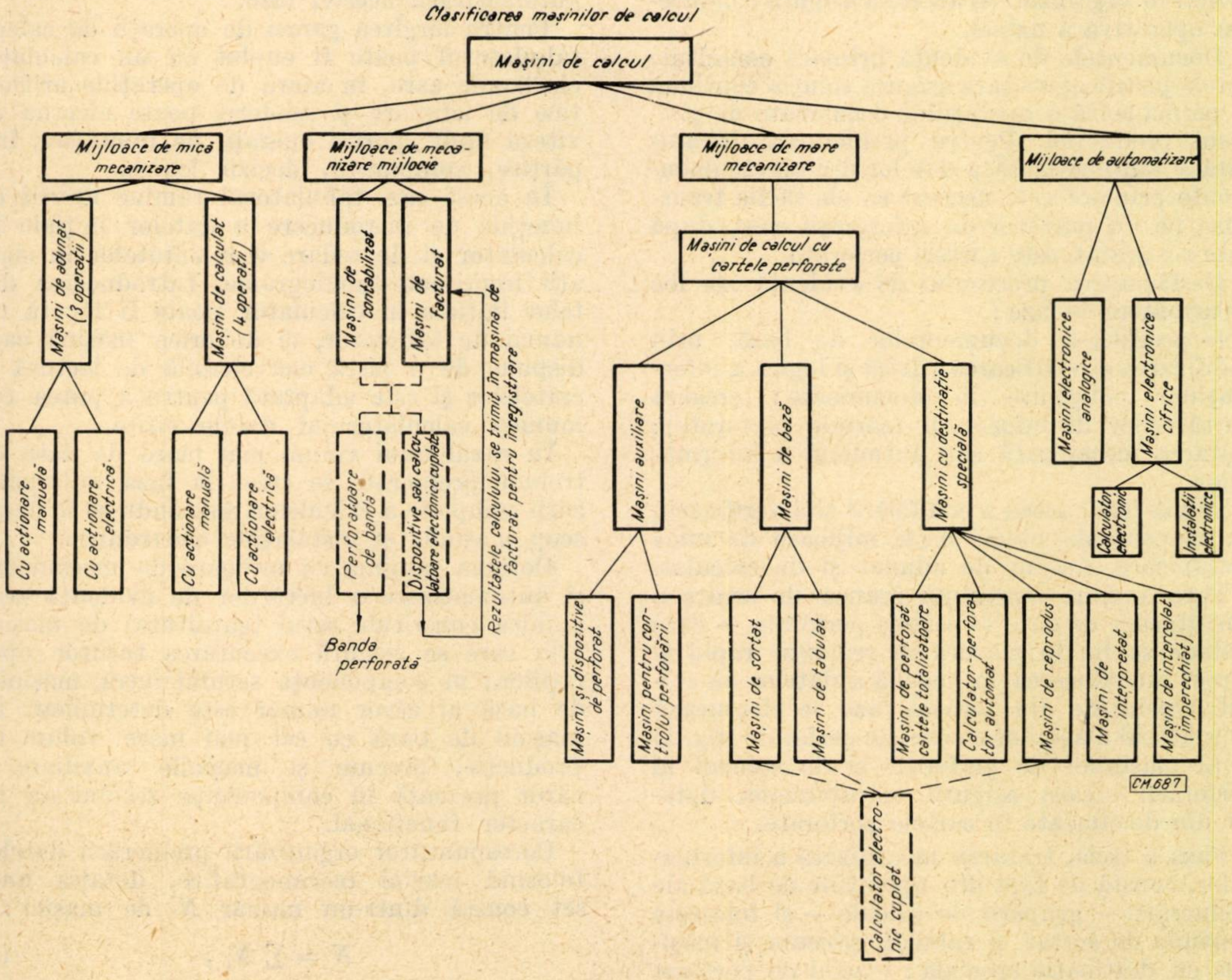

Clasificarea maşinilor de calcul
Maşini de calcul
Mijloace de mică mecanizare
Mijloace de mecanizare mijlocie
Mijloace de mare mecanizare
Mijloace de automatizare
Maşini de adunat (3 operaţii)
Maşini de calculat (4 operaţii)
Cu acţionare manuală
Cu acţionare electrică
Cu acţionare manuală
Cu acţionare electrică
Maşini de contabilizat
Maşini de facturat
Perforatoare de bandă
Dispozitive sau calculatoare electonice cuplate
Banda perforată
Rezultatele calculului se trimit în maşina de facturat pentru înregistrare
Maşini de calcul cu cartele perforate
Maşini auxiliare
Maşini de bază
Maşini cu destinaţie specială
Maşini şi dispozitive de perforat
Maşini pentru controlul perforării
Maşini de sortat
Maşini de tabulat
Maşini de perforat cartele totalizatoare
Calculator-perforator automat
Maşini de reprodus
Maşini de interpretat
Maşini de intercalat (imperechiat)
Calculator electronic cuplat
Maşini electronice analogice
Maşini electronice cifrice
Calculator electronic
Instalaţii electronice
CM 687

Fig. 1

Maşinile de calculat mecanice şi electromagnetice cu cartele perforate (maşini mecanografice) au fost dezvoltate în special pentru lucrările de evidenţă. Informaţiile din documentele de bază sînt transpuse în cartele perforate care dau posibilitatea de a fi grupate succesiv, în ordinea impusă de problemă. Tratarea informaţiilor constă din efectuarea, cu ajutorul unei game variate de maşini, a unei succesiuni de operaţii de grupare, de comparaţie, de reproducere totală sau parţială a cartelelor şi de operaţii de calcul.

Maşina principală a setului respectiv de maşini este tabulatorul, constituit în mare din: un organ de lectură a cartelelor, destinat introducerii în maşini a datelor iniţiale de calcul, organe de calcul, constituite de obicei din totalizatori de construcţie mecanică sau electromecanică şi un organ de redare a rezultatelor, fapt completează cablajul circuitelor interne ale maşinii. Acest cablaj extern dă posibilitatea de a rezolva cu ajutorul maşinii diverse probleme, prin simpla schimbare a tabloului de conexiuni, întocmit în funcţie de problema respectivă.

Necesitatea maşinilor electronice cifrice de calculat a apărut o dată cu creşterea volumului şi complexităţii calculului, vitezele maşinilor clasice de tabulat devenind necorespunzătoare, ele fiind înlocuite de calculatoare sau instalaţii electronice.

Se numeşte prin convenţie calculator electronic orice mijloc care foloseşte în construcţia organului său de calculat elemente electronice şi care nu dispune de organe proprii pentru introducerea datelor iniţiale şi pentru redarea rezultatelor, aceste funcţii fiind preluate de alte maşini cuplate; prin maşină şi instalaţie electronică de calculat se înţelege orice mijloc care dispune de organe proprii pentru introducerea datelor iniţiale şi pentru redarea rezultatelor şi care, bineînţeles, foloseşte de asemenea în construcţia organului său de calculat elemente electronice.

Procesele generate de activitatea productivă a uzinelor se oglindesc în evidenţa economică şi modul de organizare al acesteia asigură conducerea operativă a uzinei.

Documentele de evidenţă primară constituie actele justificative care asigură soluţia continuă şi permanentă a operaţiilor ocazionate de procesul producţiei. Pentru prelucrarea mecanizată şi automatizată a datelor din aceste documente primare este necesar ca ele să fie transpuse pe un purtător de informaţii care, după cum s-a arătat, este cartela perforată.

Desfăşurarea procesului de evidenţă are loc în următoarele faze :

— pregătirea documentelor de bază, prin codificarea şi verificarea cifrică şi logică a informaţiilor conţinute în documente; crearea purtătorilor de informaţii (cartele perforate); tratarea mecanizată sau automată a informaţiilor.

Prima fază, aceea a codificării şi a verificării, nu necesită de obicei decît mijloace de mică mecanizare, maşini de adunat şi de calculat.

Faza a doua reprezintă munca de creare a purtătorilor de date — cartele perforate — care trebuie să fie în măsură să realizeze rapid şi corect introducerea în maşină a datelor de calcul. Operaţiile din această fază se efectuează cu ajutorul maşinilor cu cartele perforate (fig. 1) — al maşinilor de perforare şi de control al perforării — care asigură transpunerea datelor din documente în cartele perforate.

Faza a treia, tratarea mecanizată a informaţiilor, constă de fapt din operaţiile de bază ale prelucrării — grupării de calcule — şi foloseşte maşinile de sortat şi tabulat, precum şi maşinile cu destinaţie specială : maşini de perforat automate, maşini de reprodus, de interclasat, de interpretat, calculatoare electronice cuplate etc.

În procesul de prelucrare mecanizată a lucrărilor de evidenţă, faza de creare a purtătorilor de informaţii ocupă un volum de muncă deosebit de mare în raport cu operaţiile de calcul propriu-zise. Perforarea şi verificarea cartelelor devin astfel operaţii costisitoare şi nu permit întotdeauna acestui sistem de lucru să obţină o mare operativitate.

S-a ajuns la îmbunătăţirea maşinilor de perforare şi control, prin realizarea sistemului de perforare automată prin reducerea datelor comune, fie dintr-o cartelă matriţă, fie dintr-o memorie cu relee; de asemenea, perforatoarele moderne sînt prevăzute cu posibilitatea de executare automată prin program a principalelor funcţiuni, suportul programului fiind o cartelă perforată a codurilor acestor funcţiuni. Totuşi, fazele de perforare şi verificare a perforării, efectuate prin tastare manuală, continuă să ocupe un mare volum de muncă, sporirea vitezei de lucru fiind limitată de posibilităţile operatorului.

Singura cale care permite creşterea esenţială a vitezei de perforare este introducerea automatizării acestei faze.

Pentru lărgirea gamei de operaţii de calcul, tabulatorul poate fi cuplat cu un calculator electronic care, în afară de operaţiile aritmetice de adunare şi scădere, poate efectua cu viteză mult sporită operaţii de înmulţire, împărţire, comparaţii, decizii logice.

În acest caz, tabulatorul rămîne numai cu funcţiile de introducere a datelor iniţiale în calculator şi de redare a rezultatelor în situaţii imprimate-tabulograme. Introducerea datelor iniţiale în calculator poate fi făcută nu numai de tabulator, ci de orice maşină care dispune de o pistă convenabilă de lectură a cartelelor şi este adaptată pentru a putea comunica calculatorului datele citite.

În cazul unui volum mai mare de date ce trebuie prelucrate se trece la faza automatizării complete a calculelor, folosindu-se în acest scop maşinile şi instalaţiile electronice.

Dotarea minimă cu mijloace de mecanizare şi automatizare a lucrărilor de evidenţă economică constituie setul (garnitura) de maşini prin care se asigură executarea tuturor operaţiilor; în componenţa setului intră maşinile de bază al căror număr este determinat de maşina de bază cu cel mai mare volum de producţie, precum şi maşinile auxiliare a căror prezenţă în componenţa setului au un caracter funcţional.

Corespunzător organizării prelucrării datelor folosind maşini mecanografice, dotaţia unui set constă dintr-un număr N de maşini :

$$N = \sum N_i\,, \tag{1}$$

în care indicele i caracterizează genul fiecărei maşini de bază; conform figurii 1 în dotarea unui set vor intra genurile de maşini de bază indicate în tabela 2.

Tabela 2

Indice i	Denumirea maşinii de bază
1	Maşini de perforat cartele
2	Maşini pentru controlul perforării cartelelor
3	Maşini de sortat cartele perforate
4	Maşini de tabulat

Funcţional, în componenţa fiecărui set intră următoarele genuri de maşini auxiliare : maşini de perforat cartele recapitulative, maşini de reprodus, maşini de interclasat, maşini de interpretat, calculatoare electronice.

Calculatorul electronic integrează posibilităţile de calcul ale maşinilor de tabulat, aşa după cum s-a arătat anterior.

Numărul N_i al maşinilor de genul indice i ce intră în dotarea unui set se stabileşte luîndu-se ca bază maşina principală a setului şi care este maşina de tabulat. Se notează cu :

V_i — capacitatea de lucru anuală a maşinii indice i, exprimată în număr cartele perforate (cp) individualizate ;
n_i — numărul de cp individualizate prelucrate orar de maşina indice i ;
v_i — viteza medie orară de lucru a maşinii indice i, exprimată în unităţi specifice operaţiilor ce execută ;
z — numărul de zile lucrătoare anual ;
η — numărul de schimburi zilnice ;
t — durata unui schimb ;
α — coeficientul mediu de folosire ($\alpha < 1$) ;
f_i — frecvenţa medie de trecere a unei cp prin maşina indice i.

Corespunzător acestor notaţii, numărul de maşini de bază care intră în componenţa unui set este :

$$N = \sum_{i=1}^{i=p} N_i = \sum_{i=1}^{i=p} \frac{V_p}{V_i}, \qquad (2)$$

maşina indice p fiind considerată ca maşină cheie în componenţa setului ; în raport cu aceasta se stabileşte numărul celorlalte genuri de maşini de bază din componenţa setului.

Însă :

$$V_i = n_i \eta t z \alpha, \text{ cp/an, şi} \qquad (3)$$

$$n_i = \frac{v_i}{f_i}, \text{ cp/an.} \qquad (4)$$

Ţinînd seama de relaţiile (3) şi (4), relaţia (2) devine :

$$N = \sum N_i = \sum \frac{f_i}{f_p} \cdot \frac{v_p}{v_i}. \qquad (5)$$

Se notează :

$$\frac{1}{\beta_i} = \frac{f_i}{f_p} \quad \text{şi} \quad \gamma_i = \frac{v_p}{v_i}. \qquad (6)$$

Expresia (5) devine :

$$N = \sum_{i}^{p} \frac{\gamma_i}{\beta_i}. \qquad (7)$$

Termenii n_i, v_i şi γ_i caracterizează maşinile respective, iar termenul f_i, respectiv β_i, specificul lucrărilor.

La nivelul actual de dezvoltare a diferitelor genuri de maşini de bază ce intră în componenţa unui set şi ţinînd seama de specificul unei evidenţe economice complexe în industria de construcţii de maşini, valorile medii ale termenilor menţionţi sînt date în tabela 3.

Tabela 3

Indicatorul	Maşina indice			
	1	2	3	4
n_i	175 cp/h	265 cp/h	1000 cp/h	525 cp/h
v_i	175 cp × treceri/h	265 cp × treceri/h	25000 cp × treceri/h	2625 cp × treceri/h
f_i	1 trecere/cp	1 trecere/cp	25 treceri/cp	5 treceri/cp
$\frac{1}{\beta_i}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{25}{5}$	$\frac{5}{5}$
γ_i	$\frac{2625}{175}$	$\frac{2625}{265}$	$\frac{2625}{25000}$	$\frac{2625}{2625}$

Pe baza indicatorilor din tabela 3 şi ţinînd seama de expresia (7), numărul maşinilor de bază ce intră în dotarea unui set este dat de tabela 4.

Tabela 4

Indice i	Denumirea maşinii de bază	N_i
1	Maşini de perforat cartele	3
2	Maşini pentru controlul perforării cartelelor	2
3	Maşini de sortat cartele perforate	1
4	Maşini de tabulat	1
	Total	7

În plus, funcţional, în componenţa setului intră şi maşinile auxiliare menţionate în tabela 5.

Tabela 5

Denumirea maşinii auxiliare	Numărul
Maşini de perforat cartele recapitulative	1
Maşini de reprodus	1
Maşini de interclasat	1
Maşini de interpretat	1
Calculatoare electronice	1
Total	5

Este de reţinut că, deşi calculatorul electronic funcţional se impune spre a extinde gama operaţiilor de calcul ale maşinii de tabulat, capacitatea lui satisface circa cinci seturi.

Dacă se notează cu p_i, preţul maşinii de bază indice i, preţul unui set, ţinînd seama şi de preţul p_a al maşinilor auxiliare ca şi de preţul p_c al calculatorului electronic, este :

$$P_s = \sum N_i\, p_i + p_a + p_c. \qquad (8)$$

La nivelul preţurilor actuale, preţul P_s al unui set apare în tabela 6.

Exploatarea unei staţii de mecanizare şi automatizare a lucrărilor de evidenţă poate fi caracterizată prin indicatorul σ al consumului anual

Tabela 6

Indice i	N_i, buc.	p_i, lei/buc.	$N_i p_i$, lei/set
1	3	60 000	180 000
2	2	32 000	64 000
3	1	123 000	123 000
4	1	743 000	743 000
$\Sigma N_i p_i$			1 110 000
p_a			490 000
p_c			1 200 000
P_s			2 800 000

de cp pe cap de salariat; în industria de construcţii de maşini valoarea statistică medie a acestui indicator, pe baza unei analize făcute, în ipoteza unei evidenţe economice complexe, a fost estimată la:

— pentru salariaţi 20 cp/salariat×lună
— pentru materiale 15 cp/salariat×lună
— pentru lucrări tehnice, conducere şi altele 15 cp/salariat×lună
— total 50 cp/salariat×lună.

Deci:

$\sigma = 12$ luni/an$\times 50$ cp/salariat $\times$ lună $= 600$ cp/salariat$\times$an.

Capacitatea de prelucrare V, exprimată în cp/an, a unui set, este determinată de capacitatea maşinii de bază indice $i = 4$, adică a maşinii de tabulat; conform notaţiilor anterioare:

$$V_p = n_p z\eta t\alpha = 525 \times 306 \times 1{,}5 \times 7 \times 0{,}7 = 1\,200\,000 \text{ cp/an}. \quad (9)$$

Numărul minim S_{min} de salariaţi ai unei uzine din ramura construcţiei de maşini ce asigură încărcarea normală a unui set este deci:

$$S_{min} = \frac{V_p}{\sigma} = \frac{1\,200\,000}{600} = 2\,000 \text{ salariaţi}. \quad (10)$$

În cazul unei uzine cu S salariaţi, numărul de seturi N_s necesar va fi:

$$N_s = \frac{S}{S_{min}} = \frac{S\sigma}{V} = \frac{600}{1\,200\,000} S = 0{,}5 \times 10^{-3} S, \quad (11)$$

N_s primind numai valori întregi.

Numărul de calculatoare electronice este:

$$N_c = \frac{N_s}{5} = \frac{S\sigma}{5V} = 10^{-4} S, \quad (12)$$

N_c primind de asemenea numai valori întregi.

Investiţia în dotarea cu seturi a staţiei va fi:

$$I_{2s} = \left[\sum N_i p_i + p_a + \frac{p_c}{5}\right] N_s. \quad (13)$$

Ţinînd seamă de relaţia (11) rezultă:

$$I_{2s} = 0{,}5 \times 10^{-3} \left[\sum N_i p_i + p_a + \frac{p_c}{5}\right] S. \quad (14)$$

Investiţia totală I_2 într-o staţie va fi stabilită pe baza:

— I_{2s} investiţia în dotarea cu seturi—expresia (14);
— I_{2c} investiţia în construcţia staţiei,

$$I_{2c} = A p_s, \quad (15)$$

în care:

A este suprafaţa totală construită a staţiei, m²;
p_s — costul specific al suprafeţei construite (inclusiv instalaţiile aferente), lei/m².

Dacă se notează cu A_s suprafaţa construită ce revine unui set de maşini, practic, A creşte într-o măsură mai mică decît N_s, aproximativ după legea:

$$A = A_s N_s - (N_s - 1)\varepsilon, \qquad \varepsilon < 1,$$

pînă la o dotare cu cinci seturi, ceea ce de altfel este practic limita superioară raţională a unei staţii (corespunde la o întreprindere cu 10 000 salariaţi).

Expresia (15) devine:

$$I_{2c} = N_s p_s \left[A_s N_s - (N_s - 1)\,\varepsilon\right]. \quad (15\text{ bis})$$

Prin înlocuirea lui N_s cu expresia (11) rezultă:

$$I_{2c} = 0{,}5^2 \times 10^{-6} p_s (A_s - \varepsilon) S^2 + 0{,}5 \times 10^{-3} p_s \varepsilon S, \quad (16)$$

iar investiţia totală în staţie:

$$I_2 = 0{,}5^2 \times 10^{-6} p_s (A_s - \varepsilon) S^2 + 0{,}5 \times 10^{-3} \left(\sum N_i p_i + p_a + \frac{p_c}{5} + p_s \varepsilon\right) S. \quad (17)$$

Pentru uzinele avînd $S = 10\,000$ salariaţi, sau pentru cazul cînd staţia deserveşte mai multe uzine avînd împreună $\Sigma S = 10\,000$ salariaţi şi deci transportul documentelor de evidenţă primară nu ar fi raţional, se trece la organizarea staţiei înlocuind tabulatoarele prin maşini electronice şi la confecţionarea automată a cartelelor perforate, transportul documentelor de evidenţă primară fiind înlocuit prin benzi perforate şi teleimprimatoare.

În acest caz, staţia cu cinci seturi mecanografice şi cu dotarea arătată în tabela 6 este înlocuită cu o staţie avînd dotarea din tabela 7.

Investiţia totală va fi:

$$I_2' = I_{2s}' + I_{2c}' = I_{2s}' + I_{2c}\delta, \quad \delta < 1. \quad (18)$$

În cazul centralizării prelucrării datelor într-o singură staţie a ramurii construcţiei de maşini, se extinde sistemul legării tuturor uzinelor de staţia centrală dotată cu o instalaţie electro-

Tabela 7

Indice i	Denumirea maşinii	N_i	p_i, lei/buc.	$N_i p_i$, lei
1	Maşina electronică cifrică	1	2 000 000	2 000 000
2	Post telex-emisie-recepţie	1	30 000	30 000
3	Perforatoare cartele	10	60 000	600 000
4	Lectoare de bandă	10	50 000	500 000
5	Maşini de contabilizat*	30	85 000	2 550 000
6	Perforatoare de bandă*	30	5 000	150 000
7	Posturi telex-emisie cu transmisie automată *	4	30 000	120 000
	Total I'_{2s}			5 950 000

* Ipoteza a patru uzine cu un efectiv total de 10 000 salariaţi. deservite de staţie.

nică, care să preia prelucrarea tuturor datelor ; s-a luat ipoteza deservirii a 90 uzine cu un efectiv de 90 $S_{min} = 180\ 000$ salariaţi. Aşadar, o asemenea staţie ar înlocui fie 18 staţii cu cîte 5 seturi mecanografice pentru tratarea mecanizată a datelor, fie 18 staţii cu maşini electronice de tratare automatizată a informaţiilor, fiecare din aceste staţii prelucrînd datele unor uzine sau grupe de uzine avînd 10 000 salariaţi.

Dotarea acestei staţii centrale a ramurii este precizată în tabela 8.

Tabela 8

Indice i	Denumirea maşinii	N_i	p_i, lei/buc.	$N_i p_i$, lei
1	Instalaţie electronică cifrică	1	14 000 000	14 000 000
2	Posturi telex-emisie-recepţie	3	30 000	90 000
3	Perforatoare cartele	50	60 000	3 000 000
4	Lectoare de bandă	50	50 000	2 500 000
5	Maşini de contabilizat*	540	85 000	45 900 000
6	Perforatoare de bandă *	540	5 000	2 700 000
7	Posturi telex-emisie cu transmisie automată *	90	30 000	27 000 000
	Total I''_{2s}			95 190 000

* Ipoteza a 90 uzine cu un efectiv total de 180 000 salariaţi, deservite de staţie.

Investiţia totală va fi :

$$I''_2 = I''_{2s} + I''_{2c} . \qquad (19)$$

Atît în ipoteza unei staţii uzinale electronice, cît şi în ipoteza unei staţii electronice pe ramură, comparativ cu o staţie mecanografică, modul de lucru este dat schematic în figura 2.

În figura 3 s-a dat repartiţia întreprinderilor industriale după numărul muncitorilor*, comparativ cu aceea a uzinelor de construcţii de maşini. Rezultă tendinţa unei deplasări către întreprinderi cu un număr mai mare de muncitori, această deplasare fiind mai accentuată la uzinele de construcţii de maşini. Totuşi, la acestea, circa 75 % din numărul uzinelor se situează în categoria uzinelor cu pînă la 2 000 muncitori, ceea ce corespunde la un număr de pînă la circa 2 200 salariaţi, adică aproximativ pînă la numărul minim de salariaţi care ar justifica folosirea unui set de maşini mecanografice fără calculator electronic.

Aşadar, introducerea mecanizării, respectiv a automatizării lucrărilor de evidenţă economică complexă, prin dotarea cu staţii uzinale de prelucrare a datelor, pentru majoritatea uzinelor de construcţii de maşini, nu ar fi justificată. Rezultă deci necesitatea constituirii de grupe de uzine, avînd fiecare circa 10 000 salariaţi şi care ar putea fi deservite fie de staţii mecanografice din cîte 5 seturi cuplate cu un calculator electronic, fie de staţii electronice echivalente. În primul caz, va rezulta necesitatea transportării documentelor primare de la fiecare uzină a grupei respective la staţiile de prelucrare ; în al doilea caz, se elimină acest transport de documente primare, fiind înlocuit prin benzile perforate, respectiv teleimprimatoare, aşa după cum s-a arătat în figura 2. Asemenea staţii ce deservesc grupe de uzine cu pînă la 10 000 salariaţi în total au fost denumite convenţional staţii uzinale, ele putînd fi amplasate fie la uzina cea mai importantă a grupei, fie într-o uzină care ar avea chiar circa 10 000 salariaţi.

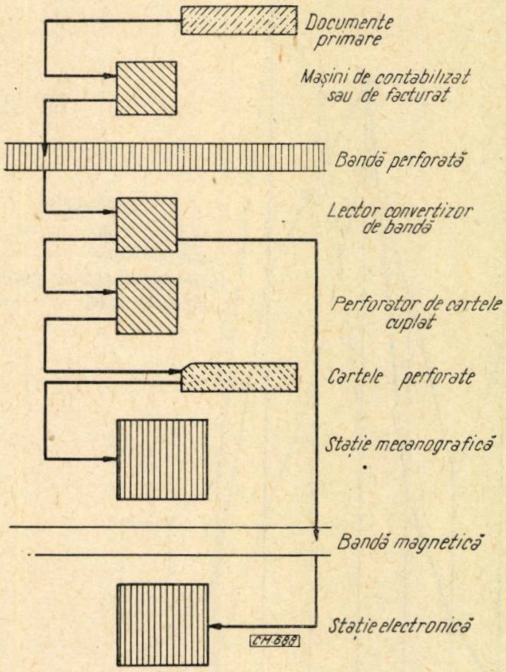


Fig. 2

Este evident că, în cazul cînd se dovedeşte a fi atît oportun cît şi economic, se poate trece la înlocuirea staţiilor uzinale (mecanografice sau electronice), printr-o staţie centrală electronică pe ramură.

Aspecte tehnico-economice ale mecanizării şi automatizării lucrărilor de evidenţă economică în ramura construcţiei de maşini. Orice trecere a unei cartele perforate prin maşina de tabulat echivalează cu o operaţie de verificare şi înregistrare executată manual-mintal : în fişe analitice şi registre ; transcrierea rezultatelor, notări intermediare ; gruparea datelor pe indici, conturi, grupe, categorii ; totalizările acestora, reportări.

---

* Anuarul statistic al Republicii Socialiste România.

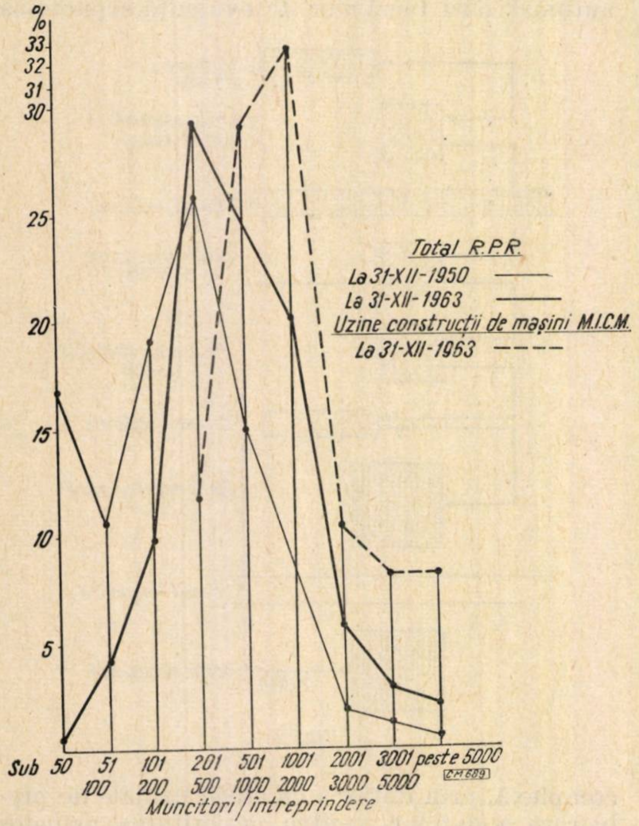


Fig. 3

Capacitatea medie de lucru a unui funcţionar pentru asemenea operaţii este de :

ω poziţii/om $\times$ zi (8 ore) (statistic $\omega = 280$) echivalent cu :

τ s/poziţie (statistic $\tau = 100$ s), poziţia echivalînd cu cp $\times$ trecere.

Într-un set (maşină de tabulat) anual vor fi :

$$Vf_4 - \text{cp} \times \text{treceri},$$

echivalînd cu acelaşi număr de poziţii ce trebuie executate manual-mintal.

Rezultă numărul de funcţionari necesari în acest scop :

$$F_1 = \frac{Vf_4 \text{ poziţii/an}}{306 \text{ zile/an} \times \omega \text{ poziţii/om} \times \text{zi}}. \qquad (20)$$

De asemenea, calculele executate de tabulator-calculatorul electronic cuplat, vor trebui executate manual-mintal de către funcţionari.

Durata medie a unei operaţii de calcul executate manual-mintal de către un funcţionar, folosind maşini de mică mecanizare, este de τ' secunde (statistic $\tau' = 10$ s).

La fiecare trecere a unei cartele perforate prin maşina de tabulat, corespund în medie 5 operaţii aritmetice ; deci anual se vor executa :

$$5\, Vf_4 - \text{operaţii aritmetice}.$$

Aşadar, pentru a se realiza manual-mintal — folosind maşini de mică mecanizare — acelaşi volum de calcul va fi necesar un număr de funcţionari :

$$F_2 = \frac{Vf_4 \text{ operaţii aritmetice/an} \times \tau' \text{ s/operaţie}}{306 \text{ zile/an} \times 8 \text{ ore/zi} \times 3600 \text{ s/h}}, \qquad (21)$$

necesitînd acelaşi număr F_2 de maşini de mică mecanizare.

Expresiile (20) şi (21) dau numărul total de funcţionari ($F = F_1 + F_2$) care pot înlocui un set de maşini, bineînţeles pentru acelaşi nivel de prelucrare a informaţiilor (evidenţă complexă).

Se poate deci scrie că numărul total de funcţionari va fi dat de o expresie de forma :

$$F = kVf_4.$$

O staţie mecanizată de 5 seturi maşini mecanografice, respectiv o staţie automatizată electronică de aceeaşi capacitate, va putea fi înlocuită de un număr de cinci ori mai mare de funcţionari, dat de relaţiile (20) şi (21) :

$$F' = 5\ kVf_4. \qquad (23)$$

Staţia centrală a ramurii va putea fi înlocuită de un număr de $5 \times 18 = 90$ ori mai mare decît cel necesar pentru a înlocui un set de maşini dintr-o staţie mecanizată :

$$F' = 90\ kVf_4 = 5 \times 18\ kVf_4. \qquad (24)$$

Cheltuielile de exploatare a unei staţii constau din :

— salariile personalului de conducere şi de specialitate al staţiei, m_2 lei/an ;

— regia staţiei, $m_2 r_2$ lei/an ;

— amortismente : maşini şi construcţii instalaţii, a_2 lei/an ;

— costul cartelelor perforate, c_2 lei/an.

$$C_2 = m_2 (1 + r_2) + a_2 + c_2, \text{ lei/an}. \qquad (25)$$

Investiţiile legate de existenţa unui număr de funcţionari dat de relaţiile (20) şi (21), respectiv de relaţiile (22), (23) şi (24), constau din :

— costul suprafeţei construite pentru birouri, inclusiv instalaţiile respective ;

— costul mobilierului şi maşinilor de mică mecanizare.

Aceste investiţii sînt proporţionale cu numărul de funcţionari şi deci vor fi date de o expresie de forma :

$$I_1 = KVf_4. \qquad (26)$$

Cheltuielile de exploatare vor fi date de :

— salariile funcţionarilor, m_1 lei/an ;

— regia birourilor şi întreţinerea clădirilor, $m_1 r_1$, lei/an ;

— amortismente : construcţii, instalaţii şi dotări birouri, a_1 lei/an.

$$C_1 = m_1 (1 + r_1) + a_1, \text{ lei/an}. \qquad (27)$$

Scopul calculelor tehnico-economice este alegerea celei mai economice variante în rezolvarea unei anumite probleme pentru satisfacerea unei necesități oarecare a economiei naționale.

Prețul de cost al producției nu prezintă o imagine deplină despre economicitate, deoarece nu ține seamă de consumul pe societate al muncii depuse pentru realizarea producției respective.

Economicitatea soluției trebuie apreciată luînd în considerare atît investiția, cît și cheltuielile curente. De aceea, pentru evaluarea costului prin comparație a diferitelor soluții în prezent, trebuie să se folosească metoda timpului de recuperare, care confruntă investițiile cu cheltuielile viitoare, cu prețul de cost.

Este evidentă alegerea variantei optime în cazul cînd una dintre soluții implică atît cheltuieli curente (prețul de cost), cît și investiții minime ; discuția apare, în cazul frecvent întîlnit în practică, cînd la cheltuieli curente minime corespund investiții mai mari. În acest caz investițiile suplimentare se compară cu economiile realizate la costul producției pe baza timpului de recuperare T_r a investițiilor suplimentare, respectiv a coeficientului e de eficacitate economică, definite prin relațiile :

$$T_r = \frac{I_2 - I_1}{C_1 - C_2} = \frac{\Delta I}{\Delta C} \tag{28}$$

și :

$$e = \frac{I}{T_r} = \frac{C_1 - C_2}{I_2 - I_1} = \frac{\Delta C}{\Delta I}. \tag{29}$$

Timpul de recuperare T_r sau coeficientul e de eficacitate economică, obținute în modul indicat, trebuie să fie comparate cu timpul de recuperare normat T_n sau cu coeficientul e_n normat ; în funcție de rezultatele comparației se alege o soluție sau alta.

Se ține seama de uzura morală ridicată a mașinilor ce intervin în dotarea stațiilor, T_n = max 5 ani, iar e_n = min 0,2.

În cazul în care $\Delta I = 0$ și $\Delta C = 0$, există nedeterminare, adică nici criteriul prețului de cost și nici criteriul investiției nu intervin, alegerea soluției urmînd a se face pe baza altor criterii tehnico-economice.

Dacă $\Delta I \neq 0$ și $\Delta C = 0$, rezultă $T_r = \infty$, adică există echivalență între prețurile de cost, alegerea soluției urmînd a se face numai pe baza criteriului investiției minime.

Cînd $\Delta I = 0$ și $\Delta C \neq 0$, alegerea soluției se va face pe baza criteriului prețului de cost minim.

Dacă $\Delta I \neq 0$ și $\Delta C \neq 0$, intervine alegerea soluției pe baza timpului de recuperare, respectiv a coeficientului de eficacitate economică a investiției.

Valoarea timpului de recuperare normat T_n se poate introduce direct în formula de calcul (28), obținîndu-se ;

$$C_1 + \frac{I_1}{T_n} \leqslant C_2 + \frac{I_1}{T_n}. \tag{30}$$

Expresia (30) va da varianta cu valoare minimă a totalului cheltuielilor, adică aceea care satisface condiția :

$$C + \frac{I}{T_n} = \text{minim}. \tag{31}$$

Formula (28) se va aplica numai pentru compararea a cîte două variante. Formula (31) poate fi folosită la confruntarea oricărui număr de variante. Prima formulă (28) este a timpului de recuperare, a doua formulă (31), a cheltuielilor de calcul.

La compararea celor trei variante analizate pentru stabilirea dotării cu mijloace de mecanizare și automatizare urmează a se aplica formula (31), iar la compararea fiecăreia dintre aceste trei variante de mecanizare, cu soluția existentă a executării acestei munci manual-mintal, urmează a se aplica formula (28).

Tratînd toate soluțiile împreună, se poate aplica formula (31) care este mai generală.

În sistemul mecanizării și automatizării lucrărilor de evidență economică, capacitatea stației este caracterizată prin totalul cp folosite anual ; tot acest număr de cartele arată și gradul de complexitate la care este organizată evidența economică într-o uzină. S-a văzut că în ramura construcției de mașini, valoarea medie statistică a fost estimată la $\sigma = 600$ cp/salariat și an, corespunzînd oarecum unui plafon de complexitate.

Față de acestea, indicatorii tehnico-economici folosiți în caracterizarea unui sistem al lucrărilor de evidență economică sînt prețul de cost specific și investiția specifică raportată la o cartelă perforată :

$$i = \frac{I}{V} \text{ lei} \times \text{an/cp} ; \tag{32}$$

$$c = \frac{C}{V} \text{ lei/cp}. \tag{33}$$

Acești factori vor fi folosiți și la caracterizarea muncii de evidență executată manual-mintal, în acest caz indicatorii i și c avînd un caracter de echivalență, elementul uman înlocuind o stație de o anumită capacitate V de cartele perforate.

Pentru ca indicatorii i și c să fie comparabili este necesar ca diferitele variante să fie tratate la același grad de complexitate al evidenței economice (σ = constant).

Concluzii. Din cele arătate rezultă următoarele :

1. Ramura industriei construcţiilor de maşini intervine cu o pondere importantă în producţia industrială şi se caracterizează printr-o complexitate ridicată, conducînd la un volum foarte mare de calcul şi înregistrări pentru rezolvarea lucrărilor de evidenţă economică complexă (18 000 operaţii/salariat × an).

2. Rezolvarea raţională şi operativă a lucrărilor de evidenţă economică impune introducerea mecanizării şi automatizării acestora.

3. Organizarea mecanizării şi automatizării lucrărilor de evidenţă economică este posibilă folosind :

— staţii uzinale mecanizate dotate cu seturi de maşini mecanografice cuplate cu calculator electronic ($V = 6\ 000\ 000$ cp/an, $\sigma = 600$ cp/salariat × an) ;

— staţii uzinale automatizate dotate cu maşină electronică cifrică de calculat ($V = 6\ 000\ 000$ cp/an, $\sigma = 600$ cp/salariat × an) ;

— staţie automatizată centrală pe ramură ($V = 108\ 000\ 000$ cp/an, $\sigma = 600$ cp/salariat × an), dotată cu o instalaţie electronică cifrică de calculat.

4. Prin mecanizarea şi automatizarea lucrărilor de evidenţă economică se va putea realiza :

— operativitate în efectuarea lucrărilor, datorită vitezelor mari de calcul şi grupare ;

— calitate superioară a lucrărilor, sub aspectul exactităţii prelucrării ;

— posibilitatea unei prelucrări analitice şi multilaterale a datelor în scopul obţinerii de informaţii utile pentru conducerea operativă a activităţii economice şi descoperirea de rezerve interne ;

— reducerea numărului lucrătorilor din munca de evidenţă şi eliberarea lor în vederea creării posibilităţilor pentru a se ocupa temeinic de problemele de analiză economică şi de îndrumare a procesului de producţie.

5. Pentru alegerea soluţiei de adoptat dintre diferitele variante se va analiza eficacitatea economică, reflectată în timpul de recuperare a surplusului de investiţii prin economiile realizabile în viitor.

6. Prezentul articol trebuie considerat ca o contribuţie la fixarea cadrului general al problemei tratate, precum şi ca o contribuţie la stabilirea unei metodici în vederea determinării eficacităţii economice privind introducerea mecanizării şi automatizării lucrărilor de evidenţă economică în ramura construcţiei de maşini.

7. Prin fixarea cadrului general al problemei se creează premisele pentru a se putea trece la întocmirea unor studii tehnico-economice în vederea definitivării soluţiilor de adoptat, atît în ceea ce priveşte modul de organizare al reţelei de staţii, cît şi alegerea dotării acestora cu maşinile respective de mecanizare şi automatizare a lucrărilor de evidenţă economică.

Ca o consecinţă a acestora urmează a se elabora şi studiile tehnico-economice prin care să se stabilească atît organigramele, cît şi modul de adaptare a întregii documentaţii tehnico-operative (primare) existente la noul sistem de lucru, în vederea simplificării acesteia.

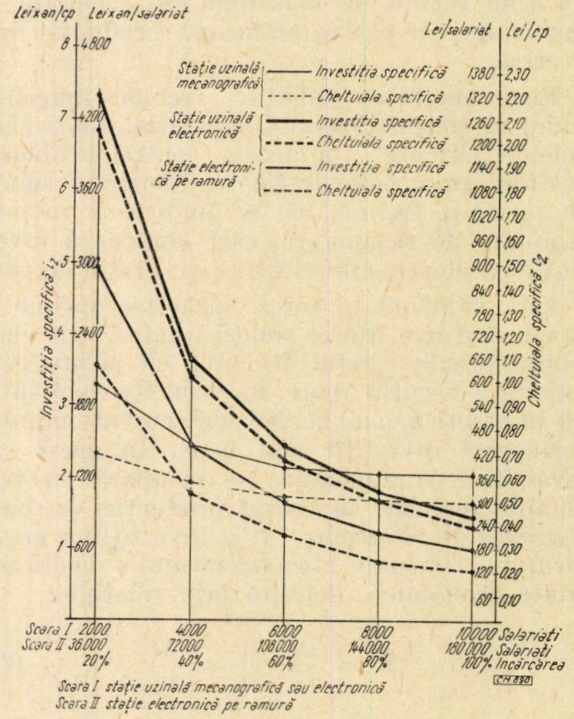


Fig. 4

Exemplu numeric. Cu caracter de exemplificare, în cadrul soluţiilor preconizate, în cele ce urmează se dau rezultatele calculului, sub o formă concentrată în tabele şi indicatorii tehnico-economici transpuşi într-o diagramă (fig. 4).

a. Staţie uzinală dotată cu maşini mecanografice ; 5 seturi şi calculator electronic cuplat ($\sigma = 600$ cp/salariat × an), deservind o uzină sau un grup de uzine cu 10 000 salariaţi (tabela 9).

b. Staţie uzinală dotată cu maşină electronică cifrică de calculat ($\sigma = 600$ cp/salariat), deservind o uzină sau un grup de uzine cu 10 000 salariaţi (tabela 10).

c. Staţie centrală cu instalaţie electronică cifrică de calculat ($\sigma = 600$ cp/salariat × an), deservind ramura — ipoteza 90 uzine cu 180 000 salariaţi (tabela 11).

În figura 4 s-au dat diagramele indicatorilor tehnico-economici ai celor trei genuri de staţii.

Din aceste diagrame — care au un caracter de exemplificare — rezultă următoarele :

— cei mai favorabili indicatori corespund staţiei centrale pe ramură, începînd cu un grad de încărcare de 40 % ; în schimb această variantă este legată de cel mai mare efort iniţial de investiţii şi practic fără posibilităţi de etapizare;

— staţia uzinală automatizată, dotată cu maşina electronică cifrică de calcul, are indicatori superiori staţiei uzinale mecanizate cu seturi de maşini mecanografice, pentru un grad de încărcare mai mare ca 60—80%; varianta permite o etapizare a investiţiilor prin realizarea treptat în timp a staţiilor din reţeaua de deservire a ramurii;

— staţia uzinală mecanizată, dotată cu seturi de maşini mecanografice la gradul de încărcare complet, comparativ cu primele două variante, are cei mai defavorabili indicatori; în schimb se pretează la o etapizare a investiţiilor prin realizarea treptat în timp atît a staţiilor din reţeaua de deservire a ramurii, cît şi a dotării cu seturi de maşini a fiecărei staţii.

Luînd ca bază cartela perforată, respectiv numărul de salariaţi ai uzinelor, pe baza expresiilor (20), (21), (22), (23), (24), (26) şi (27) pentru a executa acelaşi volum al lucrărilor de evidenţă economică, ca şi cele trei genuri de staţii, însă manual-mintal, s-a realizat tabela 12.

Tabela 9

Denumirea	UM	Valorile corespunzînd numărului de seturi, respectiv gradului de încărcare a staţiei complete				
		1 (20%)	2 (40%)	3 (60%)	4 (80%)	5 (100%)
Capacitatea V	cp/an	1 200 000	2 400 000	3 600 000	4 800 000	6 000 000
Cadrele necesare	om	25	42	58	77	93
Suprafaţa construită	m²	145	200	255	335	390
Salariile m_2	lei/an	385 200	652 200	847 200	1 128 000	1 350 000
Investiţia în maşini I_{2s}	lei	2 800 000	4 400 000	6 000 000	7 600 000	9 200 000
Investiţia totală I_2	lei/an	3 910 000	5 890 000	7 800 000	9 870 000	12 250 000
Cheltuielile totale C_2	lei	837 400	1 416 600	1 892 800	2 473 600	2 993 500
Investiţia specifică i_2	lei × an/cp	3,26	2,45	2,16	2,06	2,06
	lei × an/salariat	1 955	1 472	1 300	1 234	1 225
Cheltuiala specifică c_2	lei/cp	0,70	0,58	0,52	0,51	0,50
	lei/salariat	419	354	315	309	299

Tabela 10

Denumirea	UM	Valorile corespunzînd gradului de încărcare a staţiei				
		20%	40%	60%	80%	100%
Capacitatea V	cp/an	6 000 000	6 000 000	6 000 0000	6 000 000	6 000 000
Cadrele necesare	om	64	64	64	64	64
Suprafaţa construită	m²	400	400	400	400	400
Salariile m_2	lei/an	1 015 200	1 015 200	1 015 200	1 015 200	1 015 200
Investiţia în maşini I_{2s}	lei	5 950 000	5 950 000	5 950 000	5 950 000	5 950 000
Investiţia totală I_2	lei/an	8 800 000	8 800 000	8 800 000	8 800 000	8 800 000
Cheltuielile totale C_2	lei × an/cp	2 453 300	2 453 300	2 453 300	2 453 300	2 453 300
Investiţia specifică i_2	lei × an/salariat	7,35	3,67	2,45	1,83	1,47
	lei/cp	4 400	2 200	1 470	1 100	880
Cheltuiala specifică c_2	lei/salariat	2,05	1,02	0,68	0,51	0,40
		1 230	615	410	309	245

Tabela 11

Denumirea	UM	Valorile corespunzînd gradului de încărcare de				
		20%	40%	60%	80%	100%
Capacitatea V	cp/an	108 000 000	108 000 000	108 000 000	108 000 000	108 000 000
Cadrele necesare	om	233	233	233	233	233
Suprafaţa construită	m²	1 000	1 000	1 000	1 000	1 000
Salariile m_2	lei/an	3 967 200	3 967 200	3 967 200	3 967 200	3 967 200
Investiţia în maşini I_{2s}	lei	95 190 000	95 190 000	95 190 000	9 519 000	95 190 000
Investiţii totale I_2	lei	107 400 000	107 400 000	107 400 000	107 400 000	107 400 000
Cheltuielile totale C_2	lei/an	23 128 100	23 128 100	23 128 100	23 128 100	23 128 100
Investiţia specifică i_2	lei × an/cp	4,95	2,47	1,66	1,24	0,99
	lei × an/salariat	2 980	1 480	990	655	595
Cheltuiala specifică c_2	lei/cp	1,07	0,54	0,36	0,27	0,21
	lei/salariat	645	320	213	141	218

Tabela 12

Denumirea	UM	Echivalentul manual-mintal corespunzător următoarelor genuri de staţii		
		cu maşini mecanografice (5 seturi)	cu maşina electronică cifrică de calcul	centrala electronică pe ramură
Capacitatea V	cp/an	6 000 000	6 000 000	108 000 000
Operaţii verificare şi înregistrare	poziţii/an	30 000 000	30 000 000	540 000 000
Operaţii aritmetice	calcule/an	150 000 000	150 000 000	270 000 000
Funcţionari necesari F	om	420	420	7 560
Suprafaţa construită	m^2	1 500	1 500	27 000
Investiţia totală I_1	lei	5 800 000	5 800 000	104 400 000
Cheltuieli totale C_1	lei/an	7 458 000	7 458 000	134 244 000
Investiţia specifică i_1	lei × an/cp	0,97	0,97	0,97
	lei×an/salariat	580	580	580
Cheltuială specifică c_1	lei/cp	1,23	1,23	1,23
	lei/salariat	746	746	746
Timpul de recuperare al diferenţei de investiţii în staţii	ani	1,44	0,60	0,03

Aşadar, varianta unei staţii electronice pe ramură, faţă de ipoteza că aceleaşi lucrări de evidenţă economică s-au executat manual-mintal, are cel mai redus timp de recuperare şi deci cea mai mare eficacitate economică.

Comparînd însă cele trei genuri de staţii între ele pe baza formulei (31), a cheltuielilor de calcul, rezultatul este :

— staţia uzinală cu cinci seturi de maşini mecanografice :

$$c_2 + \frac{i_2}{T_n} = 0{,}50 + \frac{2{,}06}{5} = 0{,}91 \text{ lei/cp};$$

— staţia uzinală cu maşină electronică cifrică de calculat :

$$c_2 + \frac{i_2}{T_n} = 0{,}40 + \frac{1{,}47}{5} = 0{,}69 \text{ lei/cp};$$

— staţia uzinală cu instalaţie electrică cifrică pe ramură ;

$$c_2 + \frac{i_2}{T_n} = 0{,}21 + \frac{0{,}99}{5} = 0{,}20 \text{ lei/cp}.$$

Aşadar şi din comparaţia între ele rezultă că tot staţia centrală pe ramură reprezintă varianta cu cea mai mare eficacitate economică.

CZ 621.592.3: 662.69

Asupra relaţiilor de transfer de căldură într-un schimbător prin suprafaţă, destinat utilizării frigului produs prin destinderea gazelor naturale

VICTOR PIMSNER şi IOSIF CSERVENY

Presiunea zăcămintelor de gaze naturale oferă posibilitatea producerii frigului prin destinderea gazelor într-o turbină. Utilizarea tehnică a cantităţilor mari de frig, care devin interesante şi datorită temperaturilor scăzute ale gazelor destinse, ridică problema realizării în condiţii economic avantajoase a unor schimbătoare de căldură adecvate.

Pentru a studia posibilitate autilizării gazelor naturale în scopuri frigorifice şi a determina schimbul de căldură între gazul metan şi agentul de lucru al instalaţiei frigorifice în condiţiile unei instalaţii pilot, Institutul de energetică al Academiei Republicii Socialiste Romînia a întreprins încercări în cadrul staţiei experimentale Saroş.

Răcirea gazelor naturale se realizează raţional prin destindere într-o turbină : în condiţiile de transport din Republica Socialistă România se poate conta pe rapoarte de destindere p_s/p_i de ordinul 2—10. Temperaturile gazelor la ieşirea din turbină T_i care se pot obţine în acest caz (la valori uzuale ale randamentului turbinei) sînt prezentate în figura 1 ; în aceeaşi figură este prezentată şi variaţia debitului de frigorii, la temperatura finală a agentului frigorific de 273°K (curba *1*) şi de 263°K (curba *2*).

Cu toate că valorile temperaturilor la ieşirea din turbină pot fi foarte scăzute (pînă la —100°C), în general nu se ajunge în domeniul unde începe lichefierea metanului şi este puţin probabilă producerea hidraţilor de metan (fig. 2). În schimb, este posibilă condensarea parţială a vaporilor de apă conţinuţi în gaz, ca şi formarea unei pelicule de lichid care să influenţeze transferul de căldură.

Utilizarea frigului trebuie realizată fără pierderi de gaz metan şi fără impurificarea acestuia, deziderate pe care le îndeplinesc în cea mai mare măsură schimbătoarele de căldură prin suprafaţă. Necesitatea schimbătorului şi a unui agent frigorific intermediar rezultă din faptul că, în general, nu se poate admite deplasarea gazului metan pînă în instalaţiile care utilizează frigul, din considerente legate de transportul şi utilizarea acestuia. Întrucît nivelul de temperatură la care se utilizează frigul permite în multe cazuri (de exemplu fabricarea gheţei) să se folosească saramura ca agent frigorific, este recomandabil schimbătorul prin suprafaţă gaz-lichid.

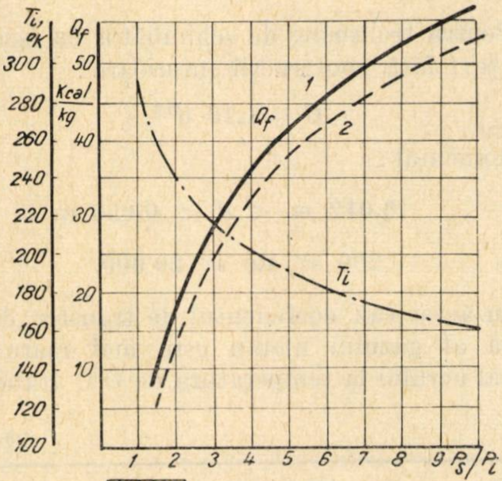


Fig. 1

Schimbătoarele de căldură cu ţevi sînt deosebit de indicate în cazul transferului de căldură gaz-lichid, perspective de aplicare avînd în special schimbătoarele tubulare de construcţie rigidă şi cele cu tuburi în U. În ambele cazuri corpul este format dintr-o manta cilindrică şi două capace; de preferinţă, ţevile sînt prevăzute cu nervuri, pentru realizarea unei construcţii compacte.

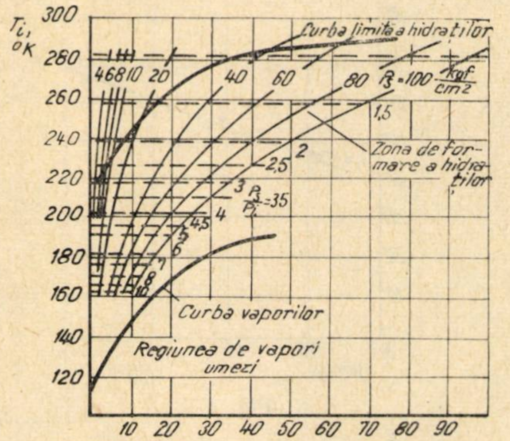


Fig. 2

Pentru experimentări s-a folosit schimbătorul de căldură clasic multitubular, întîlnit curent în instalaţiile frigorifice. Principalele caracteristici geometrice ale schimbătorului sînt următoarele: lungimea tronsonului $l = 5{,}760$ m; diametrul interior al mantalei $D_i = 0{,}220$ m; secţiunea dintre manta şi ţevi $S_1 = 0{,}0203$ m^2; numărul ţevilor netede $n = 7$; diametrul exterior al ţevilor $d_e = 0{,}057$ m; diametrul interior al ţevilor $d_i = 0{,}050$ m; secţiunea totală de trecere $S_2 = 0{,}0137$ m^2; suprafaţa exterioară a ţevilor $S_3 = 6{,}75$ m^2.

Schema instalaţiei este prezentată în figura 3 şi comportă: TD — turbină de destindere; T — termometru; M — manometru; D — debitmetru; S_I — schimbător de căldură cu trei tronsoane; S_{II} — schimbător de căldură cu un tronson; P — pompă centrifugă pentru saramură; R — ventil de reţinere; B — bazin de saramură; F — forme de gheaţă. Instalaţia permite fie încercarea ca schimbător cu un singur tronson (gazul circulă prin ţevi, iar saramura prin spaţiul dintre manta şi ţevi), fie încercarea ca schimbător cu trei tronsoane montate în serie (spaţiile de circulaţie a celor două fluide sînt inversate).

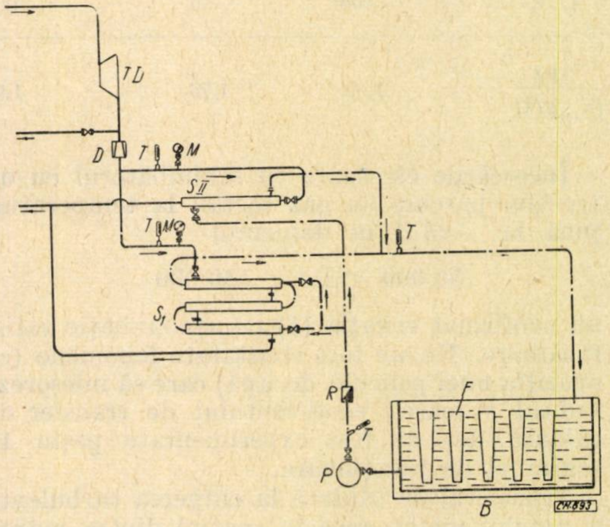


Fig. 3

Gazul metan care intră în instalaţie poate fi preluat direct dintr-o conductă de transport sau poate fi trecut printr-o instalaţie de uscare cu silicagel. Dispozitivele de reglaj ale turbinei şi ventilele prevăzute în schemă permit varierea în limite largi a debitului, presiunii şi temperaturii gazului.

Transferul de căldură la curgerea turbulentă în ţevi a gazului metan poate fi calculat cu o aproximaţie satisfăcătoare, cu relaţia lui Nusselt:

$$\mathrm{Nu} = 0{,}024 \left[1 + \left(\frac{d_i}{l} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \mathrm{Re}^{0{,}786}\, \mathrm{Pr}^{0{,}45}, \qquad (1)$$

valabilă în general pentru gaze şi vapori supraîncălziţi în domeniul :

$$0{,}7 < \mathrm{Pr} < 10$$

$$7000 < \mathrm{Re} < 1\,000\,000.$$

Temperatura de referinţă are expresia :

$$t_r = \frac{1}{2}\left(t_p + \frac{t' + t''}{2}\right),$$

în care :

t_p este temperatura peretelui ;
t' — temperatura gazului la intrarea în schimbător ;
t'' — temperatura gazului la ieşirea din schimbător.

În comparaţie cu coeficientul de transmitere a căldurii al aerului la 0°C, pentru gaz metan se obţin valori mai ridicate (tabela 1).

Tabela 1

t, °C	−100	−50	0
$\frac{\alpha_{CH4}}{(\alpha_{aer})0°C}$	1,60	1,76	1,90

Încercările efectuate cu schimbătorul cu un tronson parcurs de gaz metan la temperaturi pînă la —23°C în domeniul

$$50\,000 < \mathrm{Re} < 130\,000$$

au confirmat ecuaţia (1) cu aproximaţie satisfăcătoare. Nu au fost constatate fenomene (ca apariţia unei pelicule de apă) care să micşoreze radical valoarea coeficientului de transfer de căldură, deşi au fost experimentate peste 18 regimuri de funcţionare.

Transferul de căldură la curgerea turbulentă a gazului metan rece în spaţiul dintre manta şi ţevi a fost determinat pentru 29 de regimuri de funcţionare, folosind grupul de 3 tronsoane de schimbător montate în serie.

S-a confirmat cu această ocazie, şi pentru gazul metan din conductele de transport, relaţia lui Donohue :

$$\mathrm{Nu} = C\,\mathrm{Re}^{0{,}6}\,\mathrm{Pr}^{033}\left(\frac{\eta_{f1}}{\eta_p}\right)^{0{,}14}, \qquad (2)$$

în care :

$$\mathrm{Nu} = \frac{\alpha d_e}{\lambda}\,;\ \mathrm{Re} = \frac{w\,\gamma\,d_e}{\eta_g},$$

domeniul de valabilitate fiind :

$$0{,}5 < \mathrm{Pr} < 500.$$

Mărimile fizice sînt considerate la temperatura medie a fluidului $\frac{1}{2}(t' + t'')$, exceptînd viscozitatea dinamică corespunzătoare temperaturii peretelui η_p. Constanta C depinde de diametrul hidraulic :

$$d = \frac{D_i^2 - nd_e^2}{D_i + nd_e}.$$

Pentru tronsoane de schimbător cu fascicule de ţevi fără construcţii interioare :

$$C = 1{,}16\ d^{0{,}6},$$

în domeniul :

$$0{,}012\ m < d < 0{,}050\ \mathrm{m}$$

$$200 < \mathrm{Re} < 20\,000.$$

În acest caz coeficientul de transfer de căldură al gazului metan este mai mare decît cel al aerului la temperatura de O°C (tabela 2).

Tabela 2

t_1 C	−100	−50	0
$\frac{\alpha_{CH4}}{(\alpha_{aer})\ °C}$	1,35	1,54	1,76

Încercările efectuate cu gaze naturale răcite pînă la -19,5° C au confirmat în mod satisfăcător relaţia (2) în domeniul 20 000 < Re< 100 000, cu observaţia că exponentul cifrei Reynolds pare să fie mai mare, dependenţa coeficientului de transfer de căldură faţă de viteză fiind mai aproape de cea liniară (fig. 4).

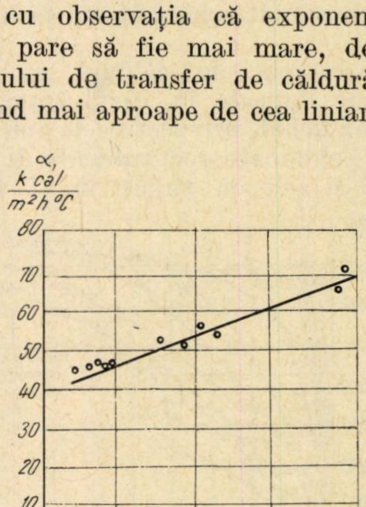


Fig. 4

Trebuie menţionat că, dacă în locul ţevilor netede se întrebuinţează ţevi cu nervuri, schimbul de căldură se intensifică de 3 pînă la 20 ori. Datele cantitative existente pentru ţevi cu nervuri longitudinale, transversale, spirale şi întrerupte permit compararea performanţelor acestora cu performanţele ţevilor netede.

Pierderile de presiune în schimbătorul de căldură satisfac o relație de forma :

$$\Delta p = K \rho \frac{w^2}{2},$$

atît pentru cazul cînd gazul metan străbate interiorul țevilor, cît și în cazul curgerii în spațiul dintre manta și țevi. Valoarea coeficientului K prezintă o ușoară scădere cu creșterea numărului Re.

Experimentările au fost efectuate în domeniul vitezelor 6 — 15 m/s pentru spațiul dintre țevi și manta și 16 — 35 m/s pentru interiorul țevilor. Pierderile de presiune au fost de 600 — 3400 mm CA în primul caz și de 300 — 1600 mm CA în cel de-al doilea.

În concluzie, încercările experimetale efectuate au demonstrat practic posibilitatea utilizării frigului produs prin destinderea gazelor naturale pentru fabricarea gheței.

În ceea ce privește comportarea gazelor naturale din Republica Socialistă România, din punctul de vedere al transferului de căldură nu s-a observat nici o depunere de hidrocarburi grele sau hidranți, nici formarea unei pelicule de apă sau depuneri de gheață.

Calculul coeficienților de transfer de căldură poate fi făcut cu ajutorul formulelor clasice (1) și (2) utilizînd pentru gaze naturale valorile greutății specifice, căldurii specifice la presiune constantă, conductibilității termice viscozității și numărului Prandtl date în literatură pentru metan.

Tipul constructiv de schimbător de căldură cu perspective de aplicare în instalațiile destinate procesului amintit este schimbătorul recuperativ cu manta cilindrică și fascicul de țevi. Tipul cel mai economic de țevi (netede, cu nervuri longitudinale, cu nervuri spirale etc.), din punctul de vedere al costului (care scade cu creșterea coeficientului de transfer de căldură) și al cheltuielilor de exploatare (care scad cu scăderea rezistențelor hidraulice), depinde de condițiile concrete în care urmează să lucreze instalația.

[1] *Vasilescu, C. A., Pimsner, V.* și *Svoronos, P.* Exploatarea gazelor naturale. Editura Academiei R.P.R., București, 1962. [2] *Grecorig, R.* Wärmetauscher Saurländer, 1959. [3] *VDI* Wärmeatlas, Düsseldorf, 1957. [4] *Planck. R.* Handbuch der Kälteübertragungsapparate, 1961. [5] *Katz, D. Cornell Kobyasci.* Handbook of natural gas engineering, Mc Graw, 1959.

CZ 621 874.078

Stabilitatea căii de rulare la grinzile rulante suspendate

VICTOR DROBOTA

În ultimii ani grinzile rulante suspendate au căpătat o largă răspîndire, prezentînd multiple avantaje tehnice și economice în comparație cu podurile rulante folosite în transporturile uzinale : pot asigura circulația dispozitivului de transport în întreaga uzină ; prin rezemarea multiplă a grinzii se pot deservi deschideri mari ; pot fi executate din elemente tipizate și în consecință pot fi ușor și repede adaptate la diferite deschideri și sarcini ; sînt mult mai ușoare ; pot fi ușor comandate de la distanță ; sarcinile statice și dinamice transmise clădirii prin calea de rulare suspendată sînt mai mici decît la podurile rulante obișnuite ; măresc suprafețele utile ale halelor prin posibilitatea deservirii colțurilor clădirilor și spațiilor dintre stîlpi ; datorită înălțimii lor mici, permit micșorarea înălțimii halelor ; folosesc aparatură electrică simplificată ; micșorează pericolul de accidente.

Una dintre problemele deosebite în cadrul calculului și proiectării grinzilor rulante suspendate, este determinarea stabilității elastice (flambajul lateral) a căii de rulare.

Acest calcul este cu atît mai necesar cu cît pierderea stabilității apare brusc și nu poate fi prevenită, deoarece, pînă în momentul apariției valorii critice, deformațiile scapă observației.

În literatura de specialitate studiul flambajului lateral al grinzilor a căror secțiune prezintă momente de inerție principale diferite se găsește tratat pentru cîteva cazuri de rezemare și încărcare ce nu pot fi asimilate cu cel al căii de rulare considerate.

Sînt studiate : grinzile a căror secțiune are două axe de simetrie ; grinzile rezemate pe două reazeme realizate astfel încît nu permit rotirea secțiunilor frontale a acestora (rezemare cilindrică articulată, dublu cilindric articulată, încastrări), cele încastrate la un capăt și libere la celălalt, pentru cîteva cazuri de încărcare, și anume grinda încărcată cu o sarcină concentrată, uniform distribuită și grinda solicitată la încovoiere pură prin momente încovoietoare aplicate în secțiunile frontale ale grinzii.

Căile de rulare ale grinzilor rulante suspendate sînt grinzi continue, rezemate pe un mare număr de reazeme, încărcate cu un convoi de sarcini mobile, care au reazemele și punctele de aplicație ale sarcinilor excentrice față de axa deformată a grinzii, cuprinse în planul de rigiditate maximă al acesteia (planul de simetrie al grinzii). Reazemele acestor grinzi permit secțiunilor în care se găsesc să se rotească în orice direcție și să se deplaseze în plan orizontal, secțiunile avînd în general o singură axă de simetrie. Aceste particularități au determinat stabilirea unor relații de calcul deosebite de cele cunoscute în literatură.

Constructiv, calea de rulare a grinzilor rulante suspendate este alcătuită din grinzi continue pendulare susținute pe un număr mare de reazeme. Aceste reazeme sînt formate din tije avînd unul din capete articulat de structura de rezistență a acoperișului halei în care se montează grinda rulantă suspendată și celălalt de talpa superioară a grinzii care alcătuiește calea de rulare. Acest gen de suspendare elastică este avantajos din punctul de vedere al transmiterii sarcinilor și șocurilor la clădire, determinînd în plus creșterea capacității portante a construcției și realizîndu-se astfel o micșorare importantă a greutății proprii.

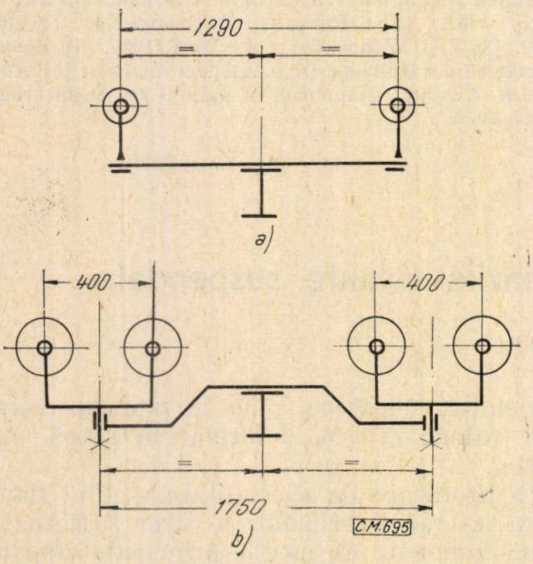


Fig. 1

În general, deschiderile halelor sînt deservite de o singură grindă rulantă.

Transmiterea sarcinii la calea de rulare se face prin intermediul unui cărucior alcătuit pentru fiecare cale din două sau mai multe roți, în funcție de sarcina respectivă

Sarcina grinzilor rulante suspendate nu depășește obișnuit 5 tf; în mod excepțional se execută grinzi rulante suspendate și pentru sarcini mai mari, pînă la 20 tf.

În figura 1 este prezentat (DIN 15034) modul de suspendare a grinzilor rulante. În figura 1,*a* apare un cărucior pentru o sarcină de 0,5 tf, iar în figura 1,*b* un cărucior pentru o sarcină de 1...3,2 tf.

Figurile 2, 3, 4 prezintă moduri de suspendare a grinzilor rulante proiectate de I.T.C.M.E. [9], [10], [11].

Deschiderea podurilor rulante suspendate poate ajunge pînă la 25 m, în funcție de sarcina de ridicat și de felul construcției podului rulant.

În figura 3 apar: cărucioarele de antrenare *1*, nivelul de rulare *2*, jugul *3*, boghiul *4*, tija cu cap sferic *5*, traversa *6*, și grinda rulantă *7*; în figura 4: cărucioarele de ghidare *1*, balansierul *2* și grinda podului suspendat *3*.

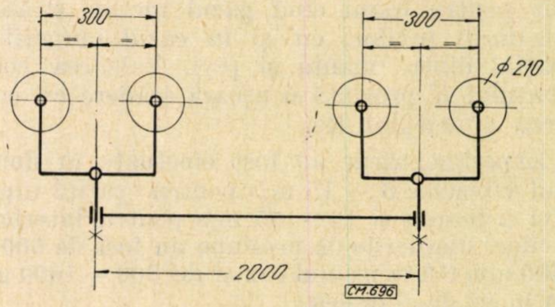


Fig. 2

Practic aceste deschideri variază între 3 și 14 m.

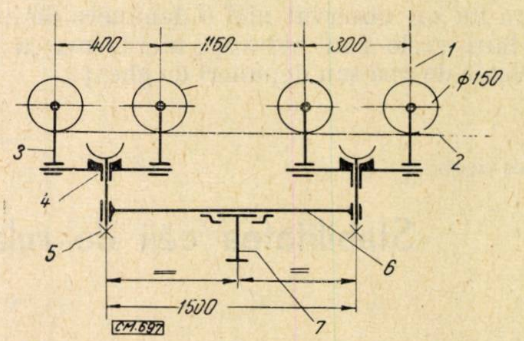


Fig. 3

Ampatamentul este funcție de deschiderea grinzii și se determină astfel încît să se realizeze funcționarea fără patinarea roților de rulare. În general, valorile ampatamentului sînt situate între 1000 și 2500 mm, valoarea mai mică fiind corespunzătoare unei sarcini de pînă la 5 t, iar cea mai mare pentru o sarcină de 10—15 t.

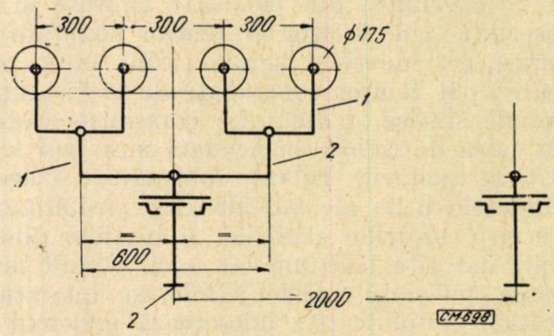


Fig. 4

Distanța dintre punctele de rezemare ale căii de rulare se determină din condițiile de rezistenţă ale grinzii şi este, în general, de 2—3 ori valoarea ampatamentului.

Secţiunile căilor de rulare ale podurilor rulante suspendate sînt, în general, profile rezistente la încovoiere cu tălpi groase şi inimă

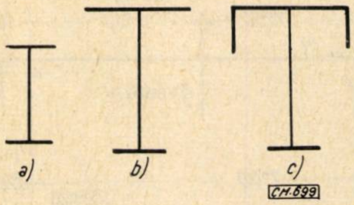


Fig. 5

subţire (figura 5, *a*) sau rezistente la încovoiere şi cu stabilitate generală, cu tălpi neegale (fig. 5, *b*) sau profil Demag (fig. 5, *c*).

Pentru alcătuirea unor secţiuni compuse ale grinzilor de rulare s-au realizat profile laminate speciale şi profile uşoare.

În figura 6 sînt prezentate cîteva profile laminate, simple şi compuse, folosite pentru construirea căilor de rulare ale grinzilor rulante suspendate. Obişnuit se folosesc profile

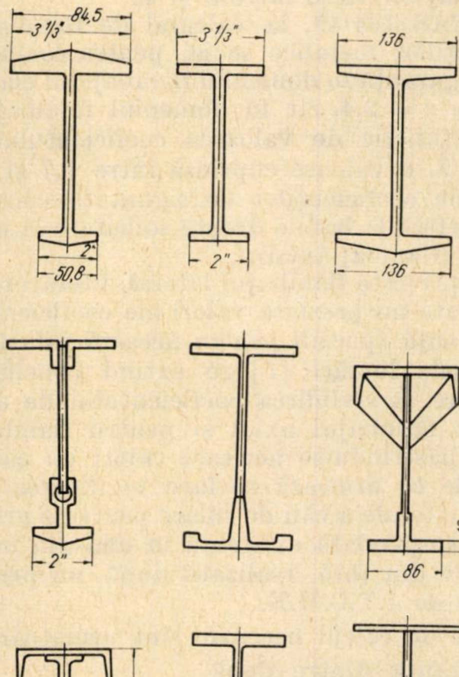


Fig. 6

normale I şi cele economice (GOST 8239-56 şi GOST 8240-56) cu tălpi înclinate. Se mai folosesc profile economice cu tălpi paralele (DIN 1025).

Materialul acestor profile este în general Ol 38 care, deşi prezintă dezavantajul unei uzuri mari, rezistă bine la şocuri şi vibraţii.

La profile compuse, tălpile inferioare ale căilor de rulare se fac din materiale rezistente la uzură, în general oţeluri cu 0,45 %, C avînd o rezistenţă la rupere $\sigma_r = 60$ kgf/mm^2.

Pentru obţinerea unei greutăţi cît mai mici, la realizarea practică a grinzilor se adoptă grinzile expandate (fig. 7, *a*) sau cu degajări de uşurare (fig. 7, *b* şi *c*).

Pentru calculul de stabilitate se consideră calea de rulare ca o grindă continuă pendulară susţinută prin tije articulate şi încărcată cu un convoi de sarcini mobile.

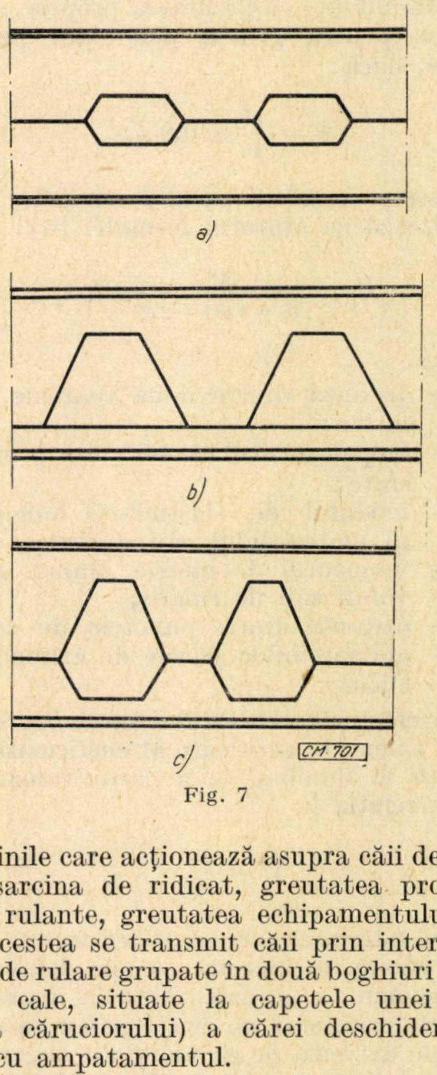


Fig. 7

Sarcinile care acţionează asupra căii de rulare sînt : sarcina de ridicat, greutatea proprie a grinzii rulante, greutatea echipamentului electric. Acestea se transmit căii prin intermediul roţilor de rulare grupate în două boghiuri pentru fiecare cale, situate la capetele unei grinzi (grinda cărucîorului) a cărei deschidere este egală cu ampatamentul.

Calculul la flambaj al unei asemenea grinzi este echivalent cu acela al unei grinzi pendulare pe două reazeme, încărcate cu un convoi alcătuit din două sarcini distanţate între ele cu valoarea ampatamentului.

Pentru obţinerea celei mai mici valori pentru sarcina critică, poziţia pe grindă a convoiului este cea corespunzătoare cazului cînd rezultanta acestor sarcini acţionează pe mijlocul grinzii [6].

Se poate considera că cele două sarcini mobile au valori egale, datorită faptului că, în general, greutatea echipamentului electric de acţionare a roţilor căruciorului, în cazul în care aceasta este unilaterală, are o valoare mică în comparaţie cu sarcina totală care acţionează asupra grinzii.

În calculul sarcinii critice se neglijează efectul greutăţii proprii a grinzii care alcătuieşte calea de rulare. Această ipoteză este justificată de faptul că raportul dintre produsul greutăţii proprii cu distanţa dintre reazeme pl şi sarcina critică concentrată P sub care se produce pierderea stabilităţii este foarte mică, în general de ordinul a 2%.

S-a stabilit [4] că greutatea proprie poate fi neglijată pentru grinda pendulară pe două reazeme, dacă :

$$k = \frac{pl}{P} \leqslant 0{,}0575.$$

În aceste condiţii, calculul sarcinilor critice se realizează cu ajutorul formulei [6] :

$$R_f = \frac{48}{l^3 - 3\,c^2\,l + 2\,c^3}\,EI_y\,h,$$

în care :

l este distanţa dintre două reazeme consecutive ;

c — ampatamentul căruciorului grinzii rulante ;

E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului căii de rulare ;

I_y — momentul de inerţie minim al secţiunii căii de rulare ;

h — distanţa dintre punctele de aplicare ale sarcinilor şi cele de articulare ale tijelor :

După efectuarea calculului sarcinii critice se face un calcul de verificare al coeficientului de siguranţă la flambaj C, a cărui valoare este dată de relaţia :

$$C = \frac{R_f}{G},$$

în care G este sarcina reală ce acţionează asupra căii de rulare, în ipoteza cea mai defavorabilă de încovoiere a grinzii. Această ipoteză de încărcare presupune un electropalan cu sarcina în poziţie extremă pe grindă şi alt electropalan fără sarcină pe mijlocul deschiderii grinzii rulante (fig. 8).

În general valoarea coeficientului de siguranţă se alege mai mare decît coeficientul de siguranţă (în raport cu limita de curgere) care, pentru oţel, la solicitarea de întindere, compresiune şi încovoiere este egal cu 1,7. Aceasta se datoreşte unei serii de factori care apar inevitabil în practică (curbură iniţială, excentricitatea cu care acţionează sarcina, neomogenitatea materialului etc) şi care nu au aproape nici o influenţă asupra comportării construcţiei supuse la alte tipuri de solicitări (întindere, răsucire, încovoiere). În ceea ce priveşte însă flambajul, aceşti factori pot reduce sensibil capacitatea portantă a grinzii. Pe acest considerent în diverse lucrări de specialitate se prezintă diverse valori pentru coeficienţii de siguranţă la flambaj.

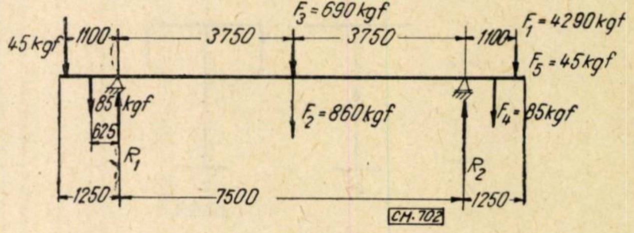


Fig. 8

În practica sovietică [1], [7], [14], [16] aceşti coeficienţi au valori cuprinse între 1,8 şi 3.

Alte lucrări [2] prezintă pentru construcţiile metalice valori ale coeficienţilor de siguranţă la flambaj cuprinse între 3 şi 4.

În STAS 764-49, la calculul de flambaj al construcţiilor metalice se ia, pentru coeficientul de siguranţă în domeniul flambajului elastic, valoarea $c = 2{,}4$, iar în domeniul flambajului plastic, funcţie de valoarea coeficientului de svelteţe λ, o valoare cuprinsă între 1,7 şi 2,4.

Valorile coeficienţilor de siguranţă consideraţi se referă la barele drepte solicitate la compresiune (flambaj axial).

În ce priveşte flambajul lateral, literatura de specialitate nu prezintă valori ale coeficienţilor de siguranţă speciali pentru această solicitare.

În unele lucrări [1] se extind concluziile referitoare la stabilirea coeficientului de siguranţă la flambajul axial şi pentru flambajul lateral, păstrîndu-se aceleaşi valori de calcul.

În cele ce urmează se face verificarea stabilităţii laterale a căii de rulare pentru o grindă rulantă suspendată existentă în una din întreprinderile din ţară, realizată după un proiect elaborat de I.T.C.M.E.

Datele de calcul necesare sînt următoarele :

— distanţa dintre două reazeme consecutive ale căii de rulare	$l = 4{,}4$ m ;
— secţiunea grinzii căii de rulare	profil I 24 expandat ;
— distanţa dintre punctele de aplicare a sarcinilor şi cele de articulare a tijelor	$h = 32$ cm ;
— ampatamentul	$c = 1{,}5$ m ;
— momentul de inerţie minim	$I_y = 221$ cm^2 ;
— momentul de inerţie maxim	$I_z = 8027{,}25$ cm^2 ;

- coeficientul dinamic de ridicare a sarcini $\Psi = 1,2$;
- sarcina de ridicat $Q = 3000$ kgf ;
- greutatea căruciorului electric $G_{ce} = 250$ kgf ;
- greutatea căruciorului de ghidare $G_{cg} = 34,2$ kgf ;
- greutatea electropalanului $G_{ep} = 440$ kgf ;
- greutatea dispozitivului de blocare $G_b = 90$ kgf ;
- greutatea instalației electrice $G_e = 233$ kgf ;
- greutatea limitatorului mijlociu $G_{lm} = 35$ kgf ;
- greutatea căii între reazeme $(I_{30} + U_{27})$ $G_{c1} = (54,2 + 29,4)\ 7,5 = 637$ kgf ;
- greutatea căii pe console (I_{30}) $G_{c2} = 54,2 \times 1,25 = 67,5$ kgf ;
- distanța dintre axele căii de rulare $l_1 = 7,5$ m ;
- lungimea consolelor $l_2 = 1,25$ m ;
- distanța de la reazem la dispozitivul de blocare $l_3 = 1,1$ m.

În ipoteza de încărcare cea mai defavorabilă, grinda rulantă are pe consolă un electropalan cu sarcină şi la mijlocul deschiderii (7,5 m) un electropalan fără sarcină.

Schema de încărcare a grinzii rulante pentru ipoteza propusă poate fi urmărită pe figura 8. Pe această figură forțele notate sînt următoarele :

$$F_1 = \Psi Q + G_{ce} + G_{c_1} = 1,2 \times 3000 + 250 + 440 = 4290 \text{ kgf};$$

$$F_2 = G_{c_1} + G_e = 627 + 233 = 860 \text{ kgf};$$
$$F_3 = G_{ce} + G_{ep} = 250 + 440 = 690 \text{ kgf};$$

$$F_4 = G_{c_2} + \frac{G_{1m}}{2} = 67,5 + 17,5 = 85 \text{ kgf};$$

$$F_5 = \frac{G_b}{2} = 45 \text{ kgf}.$$

Calculul reacțiunilor :

$$R_3 = \frac{(F_1 + F_5)(l_1 + l_2) + F_4\left(l_1 + \frac{l_2}{2}\right) + (F_2 + F_3)\frac{l_1}{2} - \left(F_5 \times l_3 + F_4\frac{l_2}{2}\right)}{l_1} =$$
$$= \frac{(45 + 4\,290)\,8\,600 + 85 \times 8\,125 + (860 + 690)\,3\,750 - (45 \times 1\,100 + 85 \times 625)}{7\,500} = 5822 \text{ kg}.$$

$$R_1 = G - R_2 = 610 - 5822 = 278 \text{ kgf}.$$

Pentru calculul sarcinii ce acționează asupra căii de rulare se iau în considerare, în afara reacțiunii provenite de la grinda rulantă, următoarele sarcini :

- greutatea căruciorului de antrenare $G_a = 243,2$ kgf ;
- greutatea căruciorului de ghidare $G_g = 34,2$ kgf ;
- greutatea grinzii cărucioarelor $G_{gr} = 55,4$ kgf ;
- greutatea pieselor de prindere $G' = 20$ kgf.

Valoarea încărcării pe o cale de rulare este :

$$G = R_2 + G_a + G_g + G_{gr} + G' = 5822 + 243,2 + 34,2 + 55,4 + 20 \cong 6175 \text{ kgf}.$$

Pentru calculul sarcinii critice de flambaj a căii de rulare se consideră schema de încărcare din figura 9 (P_r — sarcina pe fiecare roată a căruciorului ; P — rezultanta sarcinii pe două roți alăturate ; R — valoarea rezultantei tuturor forțelor P ce acționează pe grindă).

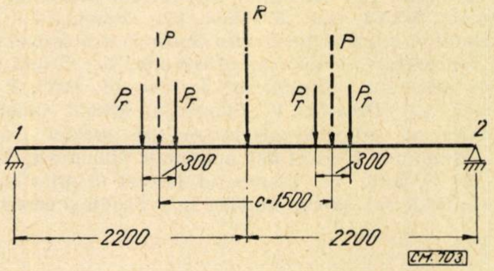


Fig. 9

Dată fiind distanța mică dintre două roți alăturate față de ampatamentul căruciorului, se poate considera că asupra grinzii ce alcătuieşte calea de rulare acționează un convoi compus din două sarcini mobile egale, a căror rezultantă este R.

Poziția convoiului de sarcini pe grindă pentru care se obține cea mai mică valoare a sarcinii critice este aceea pentru care rezultanta R este situată pe mijlocul grinzii. În acest caz valoarea sarcinii critice este dată de relația :

$$R_f\ \frac{48\,EI_y h}{l^3 - 3lc^2 + 2c^3} = \frac{48 + 21 \times 10^6 \times 221 \times 32}{440^3 - 3 \times 150^2 \times 440 + 2 \times 150^3} = 11500 \text{ kgf}.$$

Valoarea coeficientului de siguranță la flambaj este :

$$C = \frac{R_f}{G} = \frac{11\,500}{6\,175} = 1,865.$$

Ținînd seamă de considerațiile făcute asupra valorii acestui coeficient de siguranță, cea găsită se situează aproape de limita inferioară.

În concluzie, calculul de stabilitate a căii de rulare a grinzilor rulante suspendate este de mare importanţă practică, deoarece pierderea stabilităţii poate duce la accidente destul de grave, cu atît mai mult cu cît acest fenomen nu poate fi prevenit.

Relaţiile de calcul menţionate permit stabilirea sarcinii critice şi a coeficientului de siguranţă la flambaj pentru asemenea tipuri de grinzi. Aceste relaţii permit posibilitatea rezolvării unei probleme acute pentru practică în acest domeniu.

[1] *Beleaev , N. M.* Rezistenţa materialelor, vol. II (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1956. [2] *Buzdugan, Gh.* Rezistenţa materialelor, vol. II. Bucureşti, Editura tehnică, 1960. [3] *Drobotă, V.* Flambajul lateral al grinzilor pendulare continue sub sarcini transversale uniform distribuite. In : Buletinul Institutului politehnic Bucureşti, tomul XXVI, fasc. 6, 1964. [4] *Drobotă, V.* Flambajul lateral al grinzilor pendulare continue sub sarcini transversale concentrate şi uniform distribuite. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 3, tom. 18, 1965, Editura Academiei. [5] *Drobotă, V.* Flambajul lateral simetric şi antisimetric al grinzilor pendulare sub sarcini transversale. În : Buletinul Institutului politehnic Bucureşti, fasc. 5, 1965. [6] *Drobotă, V.* Flambajul lateral al grinzilor pendulare continue sub sarcini mobile. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 4, tom. 18, Editura Academiei. [7] *Gohberg, M. M.* Construcţiile metalice ale maşinilor de ridicat şi de transportat (traducere din limba rusă). Bucureşti, I.D.T, 1949. [8] GOST 7890—56. Macarale monogrindă electrice suspendate, de destinaţie generală. Tipuri, parametri şi dimensiuni principale. [9] I.T.C.M.E. Poduri rulante suspendate, studiu, vol. I, II. [10] I.T.C.M.E. (Filiala Timişoara). Proiect de standard, nr. plan 616/1962. Poduri rulante electrice monogrindă pentru sarcini pînă la 5 tf. Elemente de bază. Sarcini. Gabarite. Condiţii tehnice. [11] I.T.C.M.E. (Filiala Timişoara). Proiect de normă T 205 de tipizare poduri rulante electrice monogrindă pînă la 5 tf. [12] Maşinostroenie, Enţiclopediceskii spravocinik, tom I, cniga vtoraia, Moscova, 1948. [13] *Petre, A.* şi *Drobotă, V.* Flambajul lateral al grinzilor continue pendulare. In : Studii şi cercetări de mecanică aplicată, nr. 4, tom. 16, 1964, Editura Academiei [14] *Petrenco, O. S.* Căi de transport uzinale suspendate. Bucureşti, I.D.T., 1955. [15] *Ponomarev, S. D.* şi alţii. Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini, vol. I, II şi III (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1960, 1963, 1964. [16] *Spivacovschi, A. O.* şi *Rudenco, N. F.* Maşini de ridicat şi de transportat (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1953. [17] *Taskinov, V. A.* Poduri rulante monogrindă (grinzi rulante) de construcţie nouă. In : Vestnik maşinostroenie, nr. 2, 1962. [18] Tendinţe noi în construcţia maşinilor de ridicat şi transportat. Bucureşti, I.D.T., 1961. [19] *Timoshenko, S.* Strenghth of materials, part. II. New Jersey, ed. D. Van Nostrand Company Inc. Princeton, 1956—1957. [10] *Timoshenko, S.* Théorie de la stabilité élastique. Paris, Librairie polytechniques, Ch. Béranger, 1947.

CZ 621.785: 669.14—14: 621.791.053

Preîncălzirea şi tratamentul termic al pieselor turnate din oţel remaniate sau asamblate prin sudare

CONSTANTIN WANYOREK

Calitatea unei suduri depinde atît de rezistenţa şi compactitatea sudurii însăşi, cît şi de rezistenţa şi tenacitatea zonei învecinate cu sudura, adică a zonei influenţate termic, în timpul şi din cauza sudării [1]. De competenţa şi conştiinciozitatea cu care se realizează pregătirea şi tratamentele termice premergătoare sau ulterioare sudării depinde calitatea construcţiilor, respectiv a reparaţiilor sau a remanierilor sudate. Executarea foarte corectă a acestor operaţii are o însemnătate deosebită cînd e vorba de asamblarea sau de remanierea unor piese supuse în exploatare la solicitări mari. Aceste condiţii sînt valabile şi pentru tăierea maselotelor cu flacără oxigaz.

Preîncălzirea pieselor sensibile la călire, înainte de a fi sudate. Piesele turnate din oţel, conţinînd peste 0,30% C sau din oţel aliat, se sudează cu precauţii deosebite, care constau în preîncălzirea locului de sudare sau chiar a întregii piese, la o temperatură care, principial trebuie să fie superioară temperaturii M_s, la care austenita subrăcită a oţelului respectiv începe să se transforme în martensită, proces care continuă apoi la scăderea mai departe a temperaturii. Temperatura M_s depinde în cazul oţelurilor nealiate [2] de conţinutul de carbon al oţelului (fig. 1) şi, în plus, de conţinutul de elemente de aliere, în cazul oţelurilor aliate (fig. 2). În figura 2 apare variaţia temperaturii

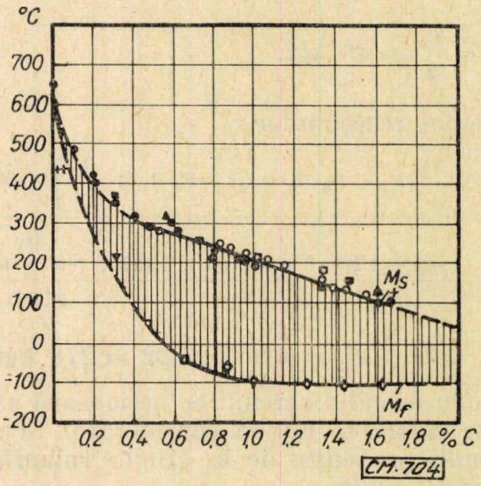


Fig. 1

punctului M_s în funcție de conținutul de elemente de aliere.

Față de un oțel nealiat, avînd același conținut de carbon ca oțelul aliat, un spor de conținut de 1% element de aliere în oțel provoacă o scădere a temperaturii M_s cu 45°C pentru mangan, cu 35°C pentru crom, cu 26°C pentru nichel, cu 30°C pentru vanadiu, cu 25°C pentru molibden, cu 7°C pentru cupru. Siliciul nu are nici o influență asupra temperaturii M_s. De aceea se apreciază că introducerea siliciului în unele formule de calcul al carbonului echivalent [3] nu este rațională. Cobaltul și aluminiul ridică temperatura M_s cu 12°C, respectiv cu 18°C. Influența cea mai mare asupra poziției temperaturii M_s o are însă carbonul care, pentru o variație a conținutului de carbon cu 1%, de la 0,2% C la 1,2% C, determină o scădere a temperaturii M_s cu 240°C [2].

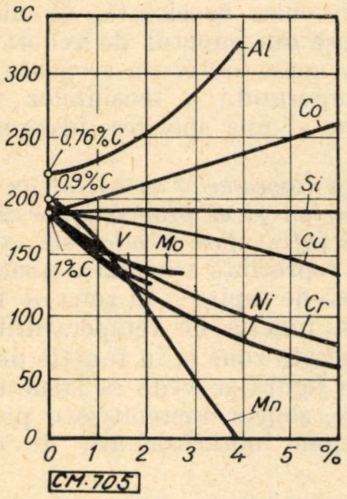


Fig. 2

În consecință, în marea majoritate a cazurilor temperatura M_s a oțelurilor aliate, și deci și temperatura de preîncălzire pentru sudare a acestor oțeluri, va fi cu cîteva zeci de grade sub temperatura corespunzătoare impusă oțelurilor carbon care au același conținut de carbon ca și cele aliate.

Prin preîncălzirea pieselor înainte de sudare se micșorează șocul termic la începerea operației de sudare — respectiv de tăiere a maselotelor și a rețelelor pieselor turnate — diferența de temperatură dintre temperatura arcului și temperatura piesei de sudat fiind mai mică. Totodată, datorită temperaturii mai ridicate, plasticitatea materialului de bază este ceva mai mare decît la temperatura ordinară, și din această cauză tensiunile termice de sudare, care se suprapun deseori peste tensiunile reziduale de la turnare, prezintă o tendință mai redusă de a provoca crăparea piesei la încălzirea bruscă, determinată de începerea executării operației de sudare.

După terminarea operației de sudare sau de tăiere, materialul de adaos și materialul de bază din zona piesei afectată termic se răcesc cu viteze foarte diferite și neunifom distribuite (fig. 3), mai mici în zona centrală a sudurii, mai mari la periferie și, în general, cu viteze mari la piesele groase și grele, la care masa rece a piesei produce o răcire rapidă a zonei sudate. O răcire accelerată se produce și în cazul pieselor sudate foarte subțiri; aici însă efectul se datorește răcirii în aer, în timp ce la piese mijlocii ca mărime și grosime valorile vitezei de răcire sînt intermediare adică, în general, mai mici decît în cazurile extreme.

Vitezele mari de răcire produc, dacă depășesc viteza critică de răcire a oțelului respectiv, apariția în structură a martensitei, dure și fragile, însoțită de mari tensiuni interne de compresiune. Martensita fragilizează aliajul și îi reduce capacitatea de a suporta deformări plastice. În aceste condiții importantele tensiuni interne de tracțiune care apar și persistă în zona sudată din cauza contracției termice neuniforme — provocate de răcirea neuniformă după sudare — pot determina foarte ușor apariția fisurilor la cald sau rece, în timpul sudării, imediat sau și mai tîrziu după sudare, defecte care pot să se nască și în urma eforturilor care apar în piesă la curățirea, prelucrarea, montarea sau în timpul funcționării ei.

În cazul călirilor parțiale, cînd temperatura zonei influențate termic rămîne cuprinsă între Ac_1 și Ac_3, cu cît conținutul de carbon al oțelului este mai mare, cu atît crește cantitatea de martensită (provenită din perlită).

În cazul călirilor totale, cînd temperatura din zona de influențare termică trece de Ac_3, cum și în zona de topire, cu cît conținutul de carbon este mai ridicat, cu atît și austenita, respectiv martensita care rezultă, va fi mai bogată în carbon și mai fragilă, determinînd tensiuni interne mai mari.

Oțelurile aliate vor produce martensita cu ușurință, chiar la viteze de răcire relativ mici.

De aceea, în cazul unor piese complicate prezentînd variații bruște ale formelor și ale secțiunilor, insuficient de racordate și care în plus sînt turnate din oțeluri sensibile la călire, bogate în carbon sau aliate, este necesar să se evite formarea martensitei și, implicit, a tensiunilor interne mari și a crăpăturilor, prin preîncălzirea locului de sudare sau, de preferință, a întregii piese la o temperatură cu 30 — 50°C superioară celei la care, la răcire, din austenita subrăcită a oțelului respectiv se formează martensita (temperatura M_s).

În cazul oțelurilor carbon cu un conținut de circa 0,3% carbon (fig. 1), temperatura de preîncălzire va fi de circa $350°C + (30-50°C) = 380°C - 400°C$.

Oțelurile aliate se preîncălzesc la temperaturi mai scăzute, conform gradului lor de aliere (fig. 2). Oţelul T 36 M 17, de pildă, care conţine în medie 1,75% mangan, se va preîncălzi la o temperatură cu circa 75°C mai joasă decît temperatura la care se preîncălzeşte oţelul carbon cu acelaşi conţinut de 0,4% C ($M_s = 300°C$), deci la minimum $300 + 30 - 75 = 250°C$.

Preîncălzirea se face în cuptoare adecvate, de preferinţă în cuptoare cu vatră mobilă sau în cuptoare clopot.

Cînd căldura cedată de sudură nu este suficientă pentru a se menţine temperatura piesei în mod constant la un nivel superior temperaturii M_s, se prevede un mijloc auxiliar, de pildă un arzător de gaz metan, care menţine temperatura piesei constantă, astfel încît nici un punct al sudurii sau al zonei influenţate termic să nu fie răcit pînă în domeniul de formare a martensitei. Cu acelaşi scop, piesa caldă încă, adică avînd o temperatură superioară temperaturii M_s, se transferă imediat, după ce operaţia de sudare s-a terminat, într-un cuptor de detensionare.

Sudarea fără preîncălzire a pieselor turnate din oţeluri insensibile la călire. Piesele turnate din oţeluri moi, avînd un conţinut de carbon sub 0,20% se sudează la rece fără preîncălzire, deoarece plasticitatea atît a materialului de bază, cît şi a celui de aport, este destul de mare pentru ca, deformîndu-se plastic, tensiunile de contracţie mari care apar din cauza răcirii neuniforme să se anuleze în cea mai mare parte. Conţinutul redus de carbon face ca efectele unei răciri, chiar accelerate, să nu fie decît foarte reduse din punctul de vedere al călirii, aşa că din acest motiv nu se poate produce o creştere importantă a tensiunilor interne de compresiune şi nici sporirea însemnată a fragilităţii.

Utilizarea diagramelor termocinetice pentru studiul structurilor şi al proprietăţilor în zonele de topire şi de influenţare termică ale sudurilor. În figura 3 se reprezintă schematic structurile care apar în zona de topire şi în zona de influenţare termică, în funcţie de temperaturile maxime atinse în aceste zone şi în funcţie de viteza de răcire. Din figură se vede că structurile finale obţinute în zonele austenitizate prin căldura sudării depind hotărîtor atît de compoziţia piesei, respectiv a sudurii, cît şi de viteza de răcire.

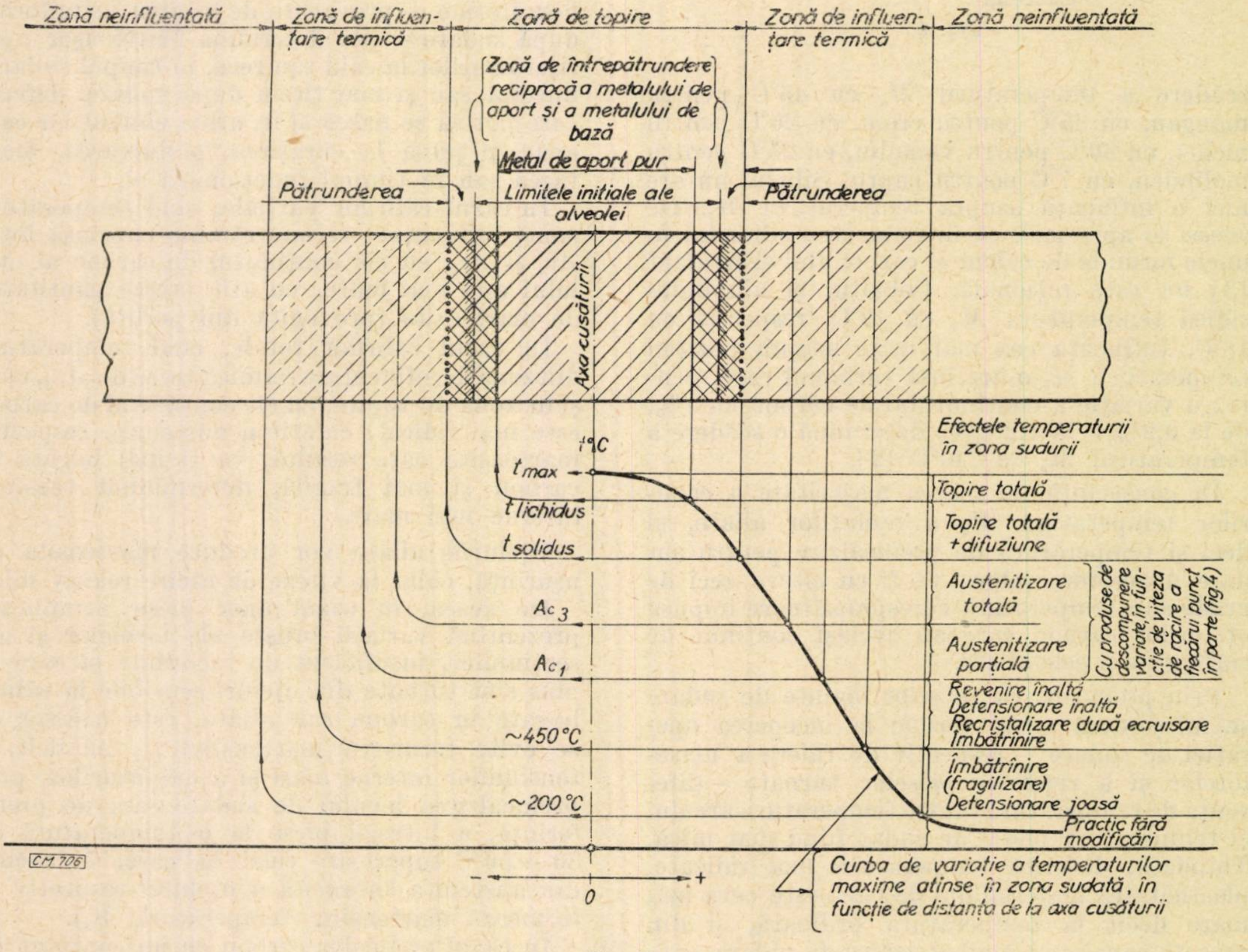

Zonă neinfluenţată
Zonă de influenţare termică
Zonă de topire
Zonă de influenţare termică
Zonă neinfluenţată
Zonă de întrepătrundere reciprocă a metalului de aport şi a metalului de bază
Metal de aport pur
Pătrunderea
Limitele iniţiale ale alveolei
Pătrunderea
Axa cusăturii
t°C
t_{max}
$t_{lichidus}$
$t_{solidus}$
Ac_3
Ac_1
~450°C
~200°C
Efectele temperaturii în zona sudurii
Topire totală
Topire totală +difuziune
Austenitizare totală
Austenitizare parţială
Cu produse de descompunere variate, în funcţie de viteza de răcire a fiecărui punct în parte (fig.4)
Revenire înaltă
Detensionare înaltă
Recristalizare după ecruisare
Îmbătrînire
Îmbătrînire (fragilizare)
Detensionare joasă
Practic fără modificări
Curba de variaţie a temperaturilor maxime atinse în zona sudată, în funcţie de distanţa de la axa cusăturii
CM 706
−
0
+

Fig. 3

Dacă sudarea se face fără o preîncălzire specială, căldura cedată de arcul electric în timpul duratei operației tehnologice de sudare are o influență redusă din punctul de vedere al preîncălzirii piesei. În aceste condiții după terminarea sudării va urma o răcire *continuă* de la temperatura de austenitizare pînă la temperatura ambiantă, fie conform unui regim de răcire mai rapid, similar cu acela reprezentat prin curbele $a-r-a$ sau $b-r-b$ (fig. 4), fie după un regim mai lent, ilustrat prin curbele $c-r-c$ sau $d-r-d$, obținîndu-se, conform diagramei termocinetice [4] construite pentru un oțel T 36 M 17, structurile arătate în continuare.

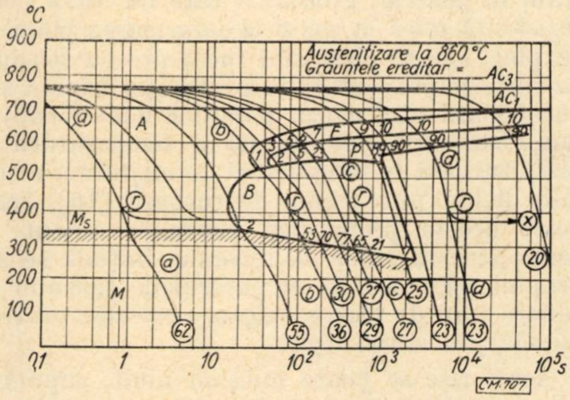


Fig. 4

Structurile obținute după răcirea piesei fără preîncălzire (fig. 4) sînt următoarele:

- $a-r-a$, 100% martensită, HRC = 62;
- $b-r-b$, 1% ferită + 53% bainită + 46% martensită, HRC = 36;
- $c-r-c$, 7% ferită + 70% perlită + 21% bainită + 2% martensită, HRC = 27;
- $d-r-d$, 10% ferită + 90% perlită, HRC = 23.

Se remarcă predominarea martensitei în domeniul regimurilor de răcire rapide și apariția structurilor mai moi în domeniul regimurilor de răcire lente. Urmînd calea inversă, din structura practic constatată prin proba metalografică a unei anumite regiuni din zona sudată sau influențată termic, se poate deduce regimul de răcire parcurs de regiunea respectivă.

Prin preîncălzirea metodică a locului de sudat sau a întregii piese, transformarea la răcire continuă a austenitei în produse caracteristice acestui gen de transformare este întreruptă la nivelul de temperatură corespunzător temperaturii reale de preîncălzire. La acest nivel, curbele de răcire continuă sînt deviate la orizontală, transformîndu-se în izoterme (dacă temperatura piesei este păstrată constantă).

Datorită acestei devieri și dacă temperatura nu scade în nici un caz sub M_s, restul de austenită subrăcită, care s-a menținut ca atare pînă în acest moment, trece în regimul de transformare izotermă, producînd structuri mai moi, mai puțin fragile și mai lipsite de tensiuni decît martensita. Din cele arătate se vede cît de importante sînt menținerea unei temperaturi constante de preîncălzire, cum și situarea acestui nivel deasupra temperaturii M_s.

Este cert că și prin preîncălziri în domeniul de temperaturi situat imediat sub M_s se obține o ameliorare a stării de tensiune și a gradului de fragilitate al aliajului prin încetinirea răcirii în domeniul de formare a martensitei și prin împingerea proceselor de transformare a austenitei către dreapta, spre structuri mai moi, fără însă ca prin aceasta să se poată asigura evitarea completă și sigură a martensitei, scopul principal al preîncălzirii. De aceea se apreciază că acest procedeu de preîncălzire nu prezintă o soluție perfectă a problemei puse, nici din punct de vedere tehnic-practic și nici din punct de vedere științific.

Încadrarea unui caz concret în datele diagramei termocinetice se face [4], [5] suprapunînd curbele de răcire afectate unor puncte singulare ale secțiunii pieselor sudate (periferie și centru) peste diagrama corespunzătoare oțelului sudat și racordînd aceste curbe cu izoterma temperaturii de preîncălzire.

Structurile care apar după răcirea piesei sudate cu preîncălzire sînt precizate în figura 4:

$a-r-x$, 100% bainită;

$b-r-x$, 1% ferită + 99% bainită;

$c-r-x$, 7% ferită + 70% perlită + 23% bainită;

$d-r-x$, 10% ferită + 90% perlită, HRC = 23.

După cum se vede, prin răcirea după aceste regimuri, transformarea austenitei subrăcite în martenistă este împiedicată total și dirijată spre formarea de produse de transformare izotermă, mai puțin fragile și mai puțin tensionate decît martensita.

În cazul cînd preîncălzirea se face defectuos, adică într-un domeniu de temperaturi situat mai mult sau mai puțin sub temperatura critică M_s, structurile rezultate vor fi intermediare între cele tipice pentru situațiile extreme reprezentate în figura 4 pentru răcire cu și fără preîncălzire, oferind cantități variabile de martensită, mai multă dacă regimul se apropie de situația fără preîncălzire și mai puțină dacă se apropie de cea cu preîncălzire.

Utilizarea exclusivă a diagramelor de descompunere a austenitei subrăcite la temperatură constantă, pentru studierea structurilor care rezultă la răcirea după sudare este o greșeală, deoarece procesul real este o transformare la răcire continuă și nu o transformare izotermă. Aceasta nu intervine decît parțial și — după cum s-a arătat — numai la finele răcirii în cazul particular cînd sudarea se face cu preîncălzire. În acest caz, austenita netransformată încă prin răcirea continuă premergătoare suferă în continuare o transformare la o temperatură constantă, egală cu temperatura, constantă, la care s-a făcut preîncălzirea.

Tratamente termice aplicate pieselor sudate. Prin tratamentele termice aplicate după sudare, structura atît de variabilă a zonei de topire şi a celei de influenţare termică trebuie să fie omogenizată într-o măsură cît mai mare pentru a se obţine proprietăţi cît mai uniforme în tot cuprinsul zonei de sudare. Îndeplinirea acestei condiţii se verifică prin controlul microstructurii sau, mai simplu şi mai direct, prin măsurarea durităţilor în sudură şi în vecinătatea ei. În cazul unor piese foarte solicitate şi deosebit de importante se prescrie ca diferenţa dintre duritatea sudurii şi a masei neafectate să nu depăşească 20 de unităţi Brinell.

După terminarea sudării, piesa sudată se introduce pentru detensionare în cuptorul încălzit la o temperatură superioară temperaturii critice M_s de circa 400°C pentru oţelul carbon cu 0,25 — 0,30% carbon. După egalizarea perfectă a temperaturilor se face răcirea lentă a piesei împreună cu cuptorul. În cazul oţelurilor sensibile la fragilitatea de revenire (oţeluri crom, crom-nichel, crom-mangan, oţeluri mangan) trebuie făcută o răcire rapidă în aer pentru piese subţiri, în ulei pentru piese de formă complicată sau de grosime inegală, în apă pentru piese groase şi simple.

În cazuri dificile se face o detensionare mai completă, prin ridicarea temperaturii cuptorului şi a pieselor sudate la un nivel situat cu 50—100°C sub temperatura critică Ac_1, la circa 600—650°C pentru oţelurile carbon, operaţie echivalentă cu o revenire înaltă, prin care atît cantităţile mici de martensită sau de austenită reziduală care s-au format accidental în timpul sudării (dacă temperatura piesei a scăzut sub M_s), cît şi bainita, trec în structuri sorbitice. După egalizare şi menţinere urmează fie o răcire lentă în cuptor, fie o răcire rapidă în apă, în ulei sau în aer, în cazul oţelurilor sensibile la fragilitatea de revenire.

Dacă piesa sudată a fost groasă şi dacă a fost sudată cu preîncălzire, răcirea se produce lent, ceea ce suprimă uneori necesitatea detensionării ulterioare. În cazul general însă, şi ca principiu, această detensionare trebuie neapărat prevăzută şi executată, mai ales dacă în cursul sudării temperatura zonei sudate a scăzut sub M_s.

În afară de detensionare, piesele sudate mai pot fi supuse unor operaţii de tratament termic secundar final de normalizare sau de îmbunătăţire, în funcţie de proprietăţile mecanice cerute piesei [6], [7].

Trebuie notat că sudura beneficiază de ameliorarea proprietăţilor mecanice prin tratamentul de îmbunătăţire aplicat piesei, însă numai în măsura în care compoziţia zonei sudate se apropie de compoziţia metalului de bază şi dacă sudura însăşi a fost executată în condiţii tehnologice superioare.

Influenţa tratamentelor termice premergătoare sudării. Din turnare piesele rezultă cu o structură, în general, grosolană care nu oferă decît rezistenţă mică la şoc şi la deformarea plastică. În plus, aceste piese sînt încărcate cu tensiuni de turnare provenite din contracţia frînată sau autofrînată (din cauza pereţilor neuniformi) şi din distribuţia neuniformă a temperaturii în piesa turnată în lungul axei de mişcare a metalului lichid prin forma de turnare [10]. Dacă peste aceste proprietăţi mecanice scăzute şi peste această stare de tensiune iniţială se suprapun şocul termic şi puternicile tensiuni de sudare (sau de tăiere oxigaz, respectiv oxiarc), piesele pot crăpa uşor.

Acest risc se poate micşora mult, supunînd piesele unui tratament termic primar, de recoacere de normalizare (cu răcire în aer) sau mai bine unei duble recoaceri de normalizare (de rafinare a structurii) şi de înmuiere (de globulizare a cementitei), care produce o detensionare totală şi conferă masei de bază o plasticitate ridicată; procedeul este mai complicat, însă este necesar de aplicat în cazul produselor sensibile ca formă sau ca material. Rezultate excelente dă şi recoacerea izotermă.

După această sudare se aplică tratamentele de detensionare parţială (la 350—400°C) sau totală (la 600—650°C), descrise mai sus. Dacă este cazul se aplică un tratament termic secundar final, adică o normalizare sau o îmbunătăţire, în funcţie de proprietăţile cerute piesei.

Uneori se iveşte necesitatea de a se repara prin sudare o piesă care a suferit în prealabil tratamentul de îmbunătăţire. Aceasta se întîmplă cînd defectele care trebuie remediate prin sudare nu apar decît la prelucrarea prin aşchiere care, frecvent, se face în stare îmbunătăţită, pentru a se evita deformările care ar rezulta dintr-un tratament aplicat ulterior prelucrării. În asemenea cazuri, după sudare se poate aplica detensionarea parţială la temperaturi puţin superioare temperaturii M_s sau detensionarea totală la temperaturi inferioare temperaturii Ac_1 dar, în orice caz, situate sensibil sub temperatura de revenire aplicată în ciclul de îmbunătăţire, întrucît se ştie că [7] prin repetarea operaţiilor de revenire în *aceste* condiţii calităţile mecanice se ameliorează. În caz de necesitate se repetă integral tratamentul termic secundar.

Tratamentele termice şi sudarea fisurilor. La piesele care rezultă din turnare cu fisuri sau crăpături se dă o gaură cu burghiul la terminaţia vizibilă a crăpăturii pentru a se opri progresarea defectului. Apoi se face recoacerea înainte de sudare. Dacă nu se poate da această gaură, se face totuşi întîi recoacerea, înainte de pregătirea mecanică a alveolei de sudare, chiar cu riscul ca fisura să mai progreseze cu această ocazie. In orice caz însă, după acest tratament fisura va fi stabilizată ca formă şi dimensiuni şi, prin operaţia de pregătire mecanică a locului de sudare, se va putea îndepărta radical tot materialul defectuos, fără teamă că dedesubtul sudurii fisura ar putea progresa neobservată.

În cazul fisurilor străpunse, apărute la piese supuse în exploatare la presiuni interioare mari şi la temperaturi ridicate, sudarea şi a rădăcinii sudurii (spre faţă opusă a piesei) este obligatorie.

Prin aplicarea riguroasă a recomandărilor cu privire la condiţiile de preîncălzire şi de tratament termic, combinate cu o deosebit de atentă pregătire a zonei sudate, constînd într-o scobire mecanică prin aşchiere sau polizare şi, numai în caz de inaccesibilitate, şi cu flacără oxiacetilenică a alveolei (suficient de largă şi cu pereţii suficient de înclinaţi pentru a permite dezvoltarea nestingherită a arcului şi topirea perfectă a flancurilor) a fost posibilă executatea în condiţii bune a remanierii prin sudare electrică a unor piese grele supuse la solicitări ridicate şi avînd o mare importanţă pentru siguranţa exploatării, turnate la Uzina ,,Hidromecanica'' Braşov [9].

---

[1] xxx Sudarea oţelurilor de construcţie. Bucureşti, Editura tehnică, 1959. [2] *Guliaev, A. P.* Tratamentul termic al oţelului (trad. din limba rusă). Bucureşti. Editura tehnică, 1962. [3] *Sălăgean, T.* Fenomene fizice şi metalurgice la sudarea cu arcul electric a oţelurilor. Bucureşti. Editura Academiei, 1963. [4] *Wever, F.* şi *Rose, A.* Atlas zur Warmebehandlung der Stahle. Düsseldorf, Ed. Max-Planck-Institutut für Eisenforschung, 1954–1956. [5] *Wanyorek, C.* Alegerea materialului şi a tratamentelor termice pentru roţi dinţate Novikov. In : Metalurgia, 1965. [6] *Wanyorek, C.* Tratamentul termic al utilajului petrolier la uzina ,,Hidromecanica'' Braşov. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 10, 1960, p. 918–919. [7] *Wanyorek, C.* Încercări de tratament termic asupra oţelului turnat în piese T 36 M 17. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 1, 1960 [8] *Wanyorek, C.* Turnarea roţilor pentru turboambreiaje. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 3, 1959, p. 238–240. [9] *Wanyorek, C.* Turnarea corpului pompei de rafinării. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 5, 1959, p. 433–435. [10] *Wanyorek, C.* Turnarea oţelului în forme uscate la uzina ,,Hidromecanica'' Braşov. In : Metalurgia şi Construcţia de Maşini, nr. 4, 1959, p. 320–322.

CZ 621.91 - 503.55 : 511.41

Introducerea comenzii după program la maşinile-unelte

PETRE BĂLAN

În ultimii ani, în industria constructoare de maşini îşi găsesc o tot mai mare utilizare maşinile-unelte cu comandă după program. Aceste maşini asigură o serie de avantaje mari în comparaţie cu utilajele obişnuite, în ceea ce priveşte precizia prelucrării, mărirea şi îmbunătăţirea calităţii producţiei, uşurarea muncii de deservire a utiliajului etc.

Folosirea comenzii după program la maşinile-unelte este posibilă datorită utilizării motoarelor electrice sau a motoarelor hidraulice care permit reglarea continuă a mişcării principale şi a celei de avans într-un domeniu foarte larg, cum şi a ambreiajelor electromagnetice întrebuinţate cu succes în construcţia cutiilor de viteze şi avansuri.

În tehnica actuală există diferite variante ale maşinilor cu comandă după program (fig. 1). Dintre acestea, sistemul cu poziţionare numerică este cel mai des întîlnit.

La baza funcţionării maşinii stă recepţionarea programului de lucru şi apoi executarea acestuia în mod automat, în cursul unui ciclu.

Sistemele de comandă după program dau posibilitatea automatizării maşinilor-unelte, atît în producţia de serie mică şi mijlocie, cît şi în cazul fabricării de loturi mici discontinue care se repetă, programul putînd fi păstrat sub formă de cartelă sau benzi.

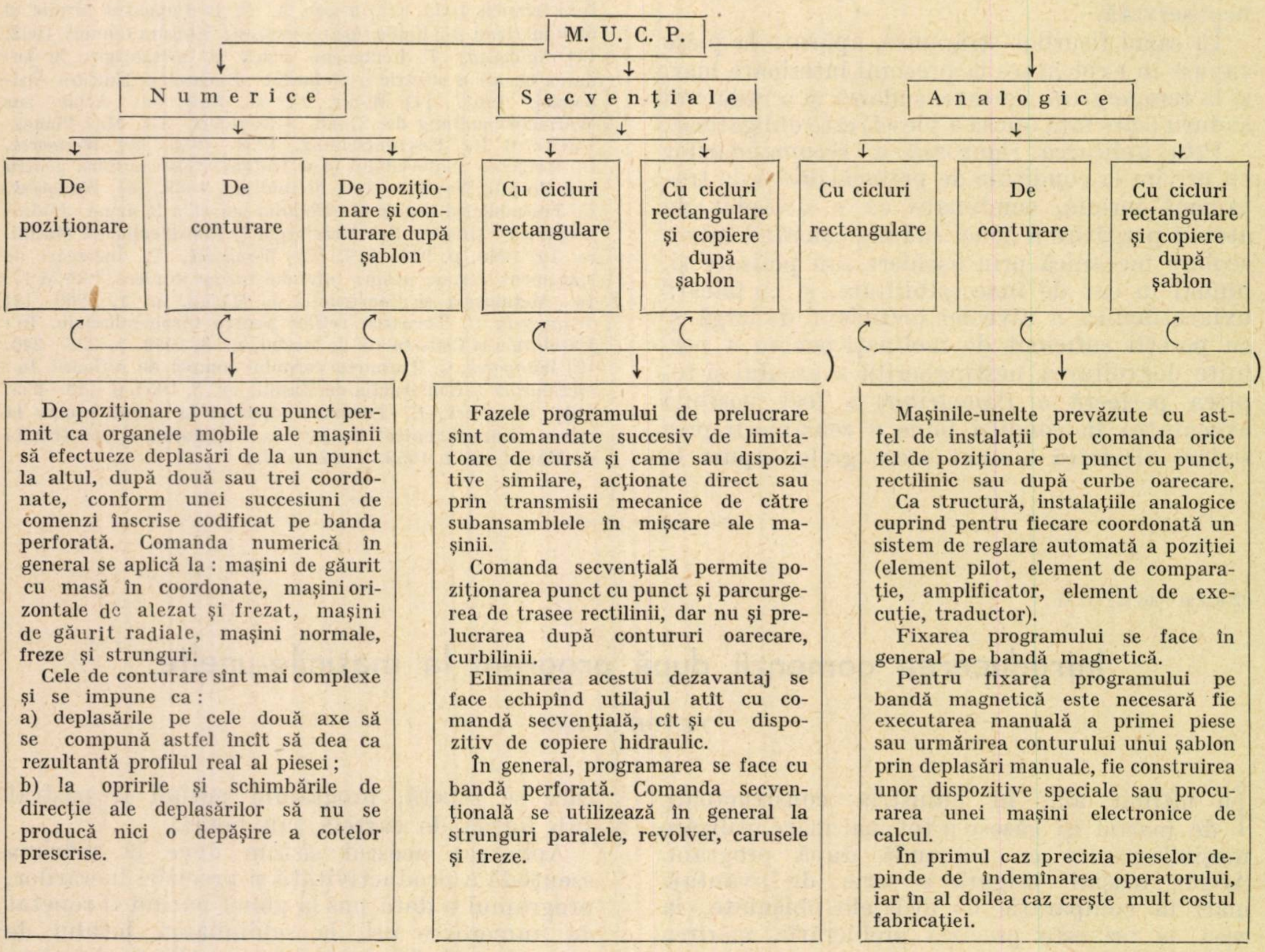
Aplicarea acestui sistem duce la mărirea esenţială a productivităţii şi preciziei lucrărilor, programul o dată pus la punct putînd fi repetat de numeroase ori, la schimbarea lotului de piese trebuind numai să se echipeze maşina cu garnitura de scule corespunzătoare.

Ridicarea productivităţii se bazează pe reducerea esenţială a timpului auxiliar, cum şi pe raţionalizarea tehnologică a timpului de bază.

În general, comanda după program trebuie să soluţioneze executarea automată a ciclului de lucru şi să asigure realizarea preciziei necesare a piesei prelucrate.

Problemele ce trebuie soluţionate la maşinile-unelte cu comandă după program, în vederea asigurării unui ciclu de lucru automat, sînt : introducerea piesei în maşină ; fixarea piesei ; schimbarea sculelor în timpul prelucrării pe maşină ; reglarea vitezei de aşchiere şi a vitezei de avans, în diferite faze ale prelucrării ; realizarea unei traiectorii a uneltei, în raport cu piesa, astfel încît să se obţină forma şi dimensiunile dorite pentru suprafeţele prelucrate, inclusiv eventualele măsurări.

În ceea ce priveşte precizia în cadrul prelucrării pieselor, aceasta este determinată atît de sculele care iau parte la executarea operaţiei tehnologice, cît şi de rigiditatea batiului şi de calitatea pieselor ce formează ansamblul sau subansamblurile din care este confecţionat utilajul.


M. U. C. P.
Numerice
Secvenţiale
Analogice
De poziţionare
De conturare
De poziţionare şi conturare după şablon
Cu cicluri rectangulare
Cu cicluri rectangulare şi copiere după şablon
Cu cicluri rectangulare
De conturare
Cu cicluri rectangulare şi copiere după şablon

De poziţionare punct cu punct permit ca organele mobile ale maşinii să efectueze deplasări de la un punct la altul, după două sau trei coordonate, conform unei succesiuni de comenzi înscrise codificat pe banda perforată. Comanda numerică în general se aplică la : maşini de găurit cu masă în coordonate, maşini orizontale de alezat şi frezat, maşini de găurit radiale, maşini normale, freze şi strunguri.

Cele de conturare sînt mai complexe şi se impune ca :

a) deplasările pe cele două axe să se compună astfel încît să dea ca rezultantă profilul real al piesei ;

b) la opririle şi schimbările de direcţie ale deplasărilor să nu se producă nici o depăşire a cotelor prescrise.

Fazele programului de prelucrare sînt comandate succesiv de limitatoare de cursă şi came sau dispozitive similare, acţionate direct sau prin transmisii mecanice de către subansamblele în mişcare ale maşinii.

Comanda secvenţială permite poziţionarea punct cu punct şi parcurgerea de trasee rectilinii, dar nu şi prelucrarea după contururi oarecare, curbilinii.

Eliminarea acestui dezavantaj se face echipînd utilajul atît cu comandă secvenţială, cît şi cu dispozitiv de copiere hidraulic.

În general, programarea se face cu bandă perforată. Comanda secvenţională se utilizează în general la strunguri paralele, revolver, carusele şi freze.

Maşinile-unelte prevăzute cu astfel de instalaţii pot comanda orice fel de poziţionare — punct cu punct, rectilinic sau după curbe oarecare.

Ca structură, instalaţiile analogice cuprind pentru fiecare coordonată un sistem de reglare automată a poziţiei (element pilot, element de comparaţie, amplificator, element de execuţie, traductor).

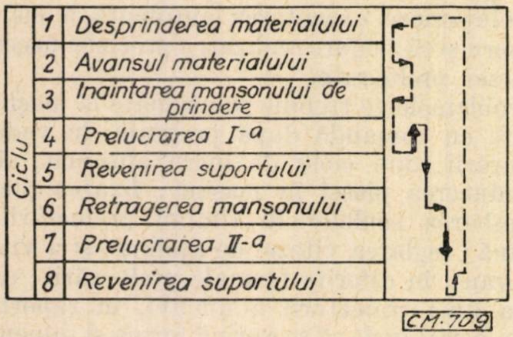
Fixarea programului se face în general pe bandă magnetică.

Pentru fixarea programului pe bandă magnetică este necesară fie executarea manuală a primei piese sau urmărirea conturului unui şablon prin deplasări manuale, fie construirea unor dispozitive speciale sau procurarea unei maşini electronice de calcul.

În primul caz precizia pieselor depinde de îndemînarea operatorului, iar în al doilea caz creşte mult costul fabricaţiei.

Fig. 1

În general, precizia obţinută depinde de doi factori esenţiali : rectilinitatea şi planeitatea glisierelor ; montarea axului principal.



1	Desprinderea materialului
2	Avansul materialului
3	Înaintarea manşonului de prindere
4	Prelucrarea I-a
5	Revenirea suportului
6	Retragerea manşonului
7	Prelucrarea II-a
8	Revenirea suportului

Fig. 2

De calitatea montării axului principal şi a prelucrării respective depinde nu numai precizia piesei prelucrate, dar şi productivitatea maşinii.

De execuţia şi montajul elementelor mecanismelor depinde precizia deplasării şi a opririi elementelor de lucru ale maşinii-unelte. Astfel, deplasarea şi oprirea saniei transversale la strung depind în special de precizia de prelucrare a pieselor componente, de siguranţa de funcţionare a arborilor din mecanism şi a electromagneţilor lor.

Greutăţile ce se întîmpină la efectuarea ciclurilor de prelucrare se observă de cele mai multe ori la mecanismele de deplasare care, după efectuarea ciclului, nu revin exact în poziţia iniţială. De exemplu, la un strung, mecanismul de deplasare al saniei transversale trebuie să satisfacă, conform ciclogramei stabilite (fig. 2), următoarea relaţie :

$$\sum_{1}^{n_1} a_{i_n} - \sum_{1}^{n_2} a_{i_p} = 0,$$

sau :

$$\sum_{1}^{n_1} (K_2 i_2 + K_1 i_1) - \sum_{1}^{n_2} (K_3 i_3 - K_1 i_1) = 0,$$

în care :

a_{n}, a_{p} sînt valorile deplasării saniei înainte şi înapoi ;

n_1, n_2 — numărul deplasărilor simple efectuate o singură dată de sanie înainte, respectiv înapoi ;

K_1, K_2, K_3 — valoarea impulsului mic şi mare ;

i_1, i_2, i_3 — numărul impulsurilor mici şi mari de valoare prescrisă, a deplasărilor.

Examinînd mecanismul (fig. 3) de deplasare al saniei la strung, se constată că este compus din trei arbori de pornire oprire *A*, *B* şi *C*, două diferenţiale *I* şi *II* şi cutia de viteze *III*.

Arborii *B* şi *C* imprimă saniei transversale, respectiv deplasării înainte şi înapoi, impulsuri mari. Arborele *A* determină deplasări înainte şi înapoi (impulsuri mici). Diferenţialul *I* totalizează algebric deplasările. De aici rezultă deplasările saniei înainte şi înapoi :

$$a_{n} = K_2\ i_2 + K_1\ i_1 ;$$

$$a_{p} = K_3\ i_3 - K_1\ i_1.$$

Rezultă că precizia este influenţată de mărimea impulsului, de erorile cinematice şi mecanice ale mecanismelor cu care se asigură diferitele deplasări ale subansamblurilor sau ansamblurilor maşinii în poziţia prescrisă, de siguranţa de funcţionare a maşinii, de rigiditatea mecanismelor componente, de uzura sculei, de variaţia adaosului şi a durităţii semifabricatului.

Asigurarea unei înalte precizii a utilajului contribuie la executarea corectă a programului.

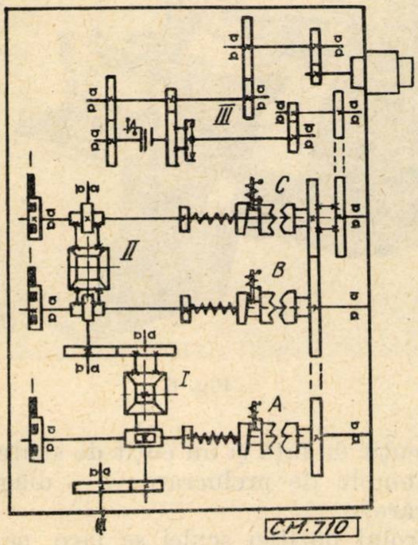


Fig. 3

Programul este constituit din ansamblul comenzilor ordonate în timp, necesare pentru realizarea unui ciclu de lucru al maşinii-unelte.

Din punct de vedere al conţinutului, programul constituie un mesaj care poate fi materializat în diferite moduri : prin axe cu came, benzi şi cartele perforate, înregistrări pe benzi magnetice sau alte metode.

Un exemplu de programare apare în figura 4. Figura arată timpul necesar ciclului de lucru materializat pe tamburul de programare pentru executarea unor operaţii tehnologice şi timpul total de repetare a ciclului.

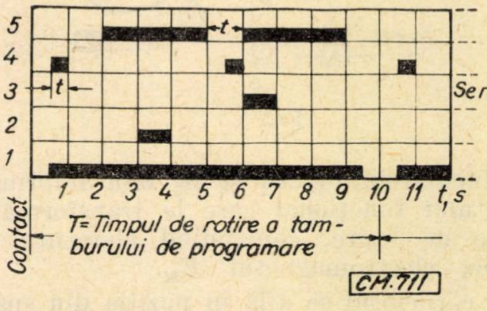


Fig. 4

Este posibil să se realizeze şi o programare parţială prin care se automatizează numai unele elemente ale ciclului. Programarea parţială se foloseşte de cele mai multe ori pentru schimbarea vitezelor şi a avansurilor şi pentru deplasările după coordonate date.

Determinarea direcţiei, lungimii cursei şi vitezei de deplasare a organelor de lucru se face în diferite sisteme. De exemplu, la sistemul cu benzi perforate, găurile şi poziţiile bine determinate se introduc în dispozitivul de comandă prevăzut cu un mecanism de tracţiune. În timpul deplasării benzii, găurile ajung sub un anumit contact care, atingînd tamburul, închide circuitul electric de comandă producînd deplasarea, oprirea sau schimbarea de cotă, conform sistemului de programare adoptat.

Elementele active ale comenzii după program constituie ansamblul sistemului care favorizează executarea ciclului de lucru fără intervenţia omului.

Sistemele de comandă sînt alcătuite din elemente electromagnetice şi electromecanice. Drept traducătoare se folosesc microîntrerupătoarele, întreruptoare de sfîrşit de cursă, eventual butoane şi comutatoare care transmit parametrul mecanic (de exemplu, avansul) printr-un semnal electric la sistemul de comandă.

Baza sistemelor funcţionale actuale sînt releele auxiliare, releele de putere şi contactoarele care conectează electromagneţii elementelor mecanice, hidraulice sau pneumatice.

Releele constituie dispozitivul de codificare, conectînd programul de pe tabloul comutator în comenzi pentru schema de execuţie.

În figura 5 se arată sistemul de comandare a căruciorului saniei la o maşină-unealtă (*1* — conductă de ulei sub presiune ; *2* — cilindru hidraulic ; *3* — cărucior ; *4* — amplificator ; *5* — element funcţional).

Desfăşurarea ciclului de lucru al căruciorului este dat de cilindrul hidraulic legat la distribuţie printr-un sertar cu două poziţii, comutat prin electromagnetul E_M.

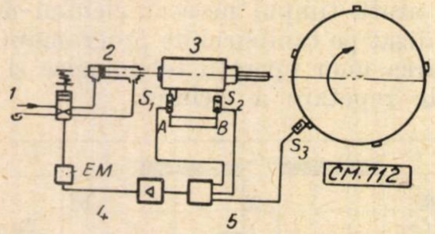


Fig. 5

Traductoarele S_1, S_2 şi S_3 dau informaţii elementului funcţional care le transformă în semnale de ieşire, comandînd elementul de execuţie, electromagnetul E_M.

Cînd căruciorul se află în poziţia din spate, este conectat traductorul S_1 care emite semnalul de intrare în elementul funcţional; după intrarea în acţiune, acesta conectează prin amplificator electromagnetul E_M. Astfel, se inversează sensul de curgere în circuitul de ulei la cilindrul hidraulic de lucru şi căruciorul se deplasează cu avansul prescris, în faţă, în poziţia B determinată prin traductorul S_2.

Traductorul S_2 dă semnalul de intrare în elementul funcţional care, prin amplificatorul respectiv, deconectează electromagnetul E_M al sertarului de distribuţie. Sertarul este readus printr-un arc în poziţia iniţială şi inversează sensul în circuitul de presiune în cilindru. Căruciorul se deplasează înapoi în poziţia iniţială A, unde conectează traductorul S_1. Se înlocuieşte semifabricatul prelucrat pe dispozitivul de prindere, se conectează traductorul S_3 şi ciclul se repetă. Elementul funcţional blochează avansul căruciorului în timpul înlocuirii semifabricatului.

Sistemele de programare la maşinile-unelte ce folosesc comanda program sînt multiple. Indiferent de programarea parametrilor dimensionali, sistemul adoptat este influenţat de o serie de factori. Din acestă cauză, sistemul de programare trebuie să satisfacă următoarele cerinţe : sensibilitate cît mai mare, adică creşterea minimă a parametrului pe care sistemul o poate realiza ; precizie cît mai mare în executarea unui ciclu de lucru sau a repetării lui, apreciată prin abaterea maximă posibilă a parametrului faţă de valoarea programată; rapiditate de răspuns (lipsă de inerţie) pentru realizarea valorii parametrului respectiv.

Programarea succesiunii parametrilor dimensionali, cum sînt vitezele de aşchiere şi lungimile necesare curselor de lucru ale organelor maşinii sau numai unele dintre ele, se stabileşte fie cu ajutorul unor comutatoare electrice sau al unor dispozitive similare pe un panou, fie că se înregistrează în prealabil pe diferite benzi care se introduc în organul de comandă al maşinii.

Programul de lucru al maşinii se poate înregistra ca urmare a unor comenzi date sub formă de numere sau prin prelucrarea primei piese prin comandă manuală, cînd mişcările pe care le execută muncitorul se înregistrează pe o bandă, de obicei magnetică, după care, în continuare, prelucrarea se face automat după bandă.

Avantajul benzii magnetice ca portprogram stabilit sub forma unei anumite succesiuni de impulsuri sau de semnale continue constă în posibilitatea folosirii ei repetate. Programul înregistrat poate fi şters şi pe aceeaşi porţiune a benzii poate fi înregistrat un nou program. In figura 6 se arată strungul SN 400 A cu comandă după program pe bandă de magnetofon (diametrul maxim de prelucrare deasupra patului 400 mm, distanţa dintre vîrfuri 1 000 mm), prezentat de „Uzina de strunguri'' Arad la EREN, în anul 1964.

Strungul este conceput pentru prelucrări universale : strunjire longitudinală, plană sau curbă ; exterioară sau interioară ; pentru semifabricate sau piese debitate din bară.

Comanda strungului poate fi : manuală, automată prin copiere după model (şablon) sau automată după program.

Regimul de funcţionare a strungului asigură mişcările de avans pentru degroşare şi finisare în oricîte treceri, la profile oricît de complicate, exterioare şi interioare, care se pot executa cu un cuţit de faţă şi un cuţit de spate (fig. 7 : *a* — exemplu de prelucrare ; *b* — diagrama de prelucrare).

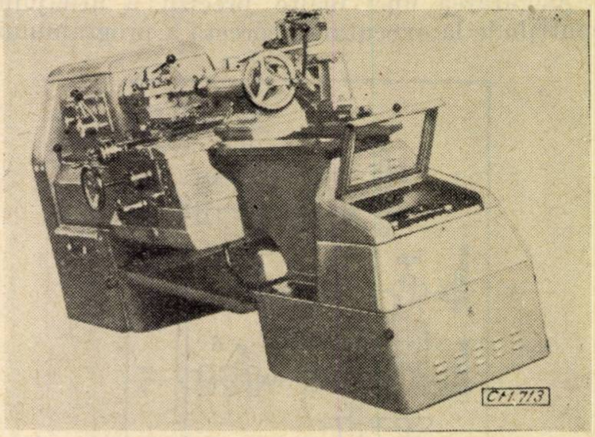


Fig. 6

Controlul poziţiei sculei se face pe întregul parcurs, ceea ce permite realizarea oricărei viteze tehnologice de aşchiere necesară, atît pentru traiectorii rectilinii, cît şi pentru traiectorii curbe.

Schema generală bloc a strungului (fig. 8 : *CVT* — control viteză transversală ; *CVL* — control viteză longitudinală ; *CL* — circuit electric pentru coordonată longitudinală ; *CT* — circuit electric pentru coordonată transversală ; *BCL* — bloc de acţionare a coordonatei longitudinale ; *BCT* — bloc de acţionare a coordonatei

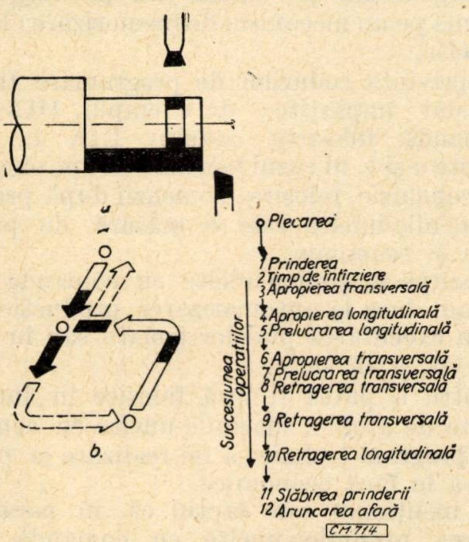

b.
Plecarea
1 Prinderea
2 Timp de întîrziere
3 Apropierea transversală
4 Apropierea longitudinală
5 Prelucrarea longitudinală
6 Apropierea transversală
7 Prelucrarea transversală
8 Retragerea transversală
9 Retragerea transversală
10 Retragerea longitudinală
11 Slăbirea prinderii
12 Aruncarea afară
Succesiunea operaţiilor
CM 714

Fig. 7

transversale) cu comandă după program pe bandă de magnetofon este compusă, în general, din :

— schema electrică a programatorului care cuprinde magnetofonul şi trei blocuri electronice (*I*) ;

— blocul de acţionare a coordonatelor şi controlul vitezelor, asigurînd funcţionarea avansului transversal şi longitudinal, conform comenzilor primite sub formă de tensiune continuă (*II*) ;

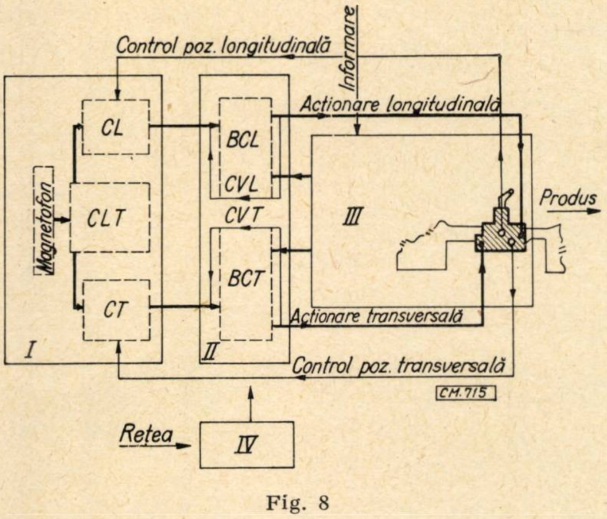

Control poz. longitudinală
Informare
Acţionare longitudinală
CL
BCL
Magnetofon
CVL
CLT
CVT
III
Produs
BCT
CT
Acţionare transversală
I
II
Control poz. transversală
CM.715
Reţea
IV

Fig. 8

— dispozitivele de introducere a programului (*III*) ;

— schema de alimentare a dispozitivului de automatizare cu energie electrică de la reţea (*IV*).

Programarea comportă două faze :

— stabilirea şi calculul tabelelor pentru înregistrare, efectuată de tehnologi ;

— înregistrarea efectuată de un reglor pe maşină, executînd manevre cu organele maşinii, conform cu programul, folosindu-se diversele dispozitive existente, la regimurile stabilite. Utilizînd riglele gradate şi variatoarele de viteză montate pe maşină, reglorul programează şi apoi declanşează pe rînd, în gol, fiecare fază cuprinsă în fişa tehnologică de înregistrare.

In timpul înregistrării, fazele prelucrării piesei se înlănţuie fără interval pe banda magnetică.

În ceea ce priveşte numerele care alcătuiesc programul, ele pot fi reprezentate printr-o serie naturală de unităţi, într-un sistem de numeraţie oarecare, sau cu ajutorul unui cod special.

În tehnica reglajului şi a măsurării se utilizează diferite sisteme de codificare. Sistemul de codificare zecimal simplu, unitar zecimal şi cel binar sînt cele mai folosite.

Alegerea codului se face la înregistrarea programului. Codul ales trebuie să fie uşor însuşit de personalul care deserveşte sistemul de comandă după program şi să permită controlul vizual, fără dispozitive speciale de traducere.

În general, pentru sistemele de numeraţie, la comanda sistemului prin butoane este valabilă expresia :

$$X = \sum_{-\infty}^{n} X_n B^n,$$

în care :

X este numărul ce trebuie înregistrat ;
B — baza din sistemul adoptat ;
X_n — numărul natural ;
n — exponent, în mod obişnuit folosit în sistemul de numeraţie zecimală.

Pentru aceste cazuri, formula este valabilă cînd $B = 10$, $X_n = 0...9$.

Exemplu I : Cota stabilită în coordonate, pe baza desenului piesei ce trebuie prelucrată, este de 938,25. Numărul ce va trebui înregistrat pe baza sistemului de numeraţie zecimală va fi :

$$938{,}25 = 5.10^{-2} + 2.10^{-1} + 8.10^{0} + 3.10^{1} + 9.10^{2}.$$

Pentru aceeaşi dimensiune, în sistemul de numeraţie binar se foloseşte :

$$B = 2\,;\ X_n = 0 \text{ şi } 1\,;$$

$$X = \sum_{-\infty}^{n} X_n \cdot B^n\,;\ 0 \leqslant X_n < B\,;\ (X_n \text{ — număr natural}).$$

Pentru a evita confundarea cu sistemul zecimal, în loc de 1 folosim litera *L*.

Exemplu II :

$$\mathrm{LLLOLOLOLO{,}0L} = 1.2^{-2} + 0.2^{-1} + 0.2^{0} + 1.2^{1} + 0.2^{2} + 1.2^{3} + 0.2^{4} + 1.2^{5} + 0.2^{6} + 1.2^{7} + 1.2^{8} + 1.2^{9} = 938{,}25.$$

Dintre portprogramele folosite în prezent benzile perforate sînt mai mult utilizate, deoarece :

— prezintă posibilitatea înregistrării unui volum mare de informații ;

— controlul este vizual și ușor de executat ;

— avansarea benzii în dispozitivul de citire se face ușor datorită performanței de conducere.

Tendința actuală constă în a echipa o mașină derivată din mașinile de serie, prin adaptări și modificări succesive.

Aproape toate firmele ce produc astfel de mașini au derivat mașinile respective din mașinile obișnuite.

Folosirea mașinilor cu poziționare numerică are prioritate. La aceste mașini, sistemul preponderent este de tipul cu motor electric asincron și cu cuplaje electromagnetice.

Se tinde spre reducerea puterii de acționare prin folosirea ungerii hidrostatice a ghidajelor și a tamburelor. Pentru reducerea timpului de poziționare se măresc vitezele rapide.

Sistemele de acționare sînt în general cele electrice.

Sub aspectul principal de funcționare a traductoarelor, ponderea o au traductoarele fotooptice cu o precizie de ± 0,01 mm, sub formă de riglă sau discuri rotative.

Se extinde utilizarea benzilor perforate față de cartelele perforate, benzile putînd avea opt sau cinci piste.

La unele mașini se observă că programul nu se înregistrează pe bandă sau pe fișe, ci se imprimă pe un mecanism de memorizare electromagnetic.

În privința codurilor de programare tendințele sînt împărțite ; de exemplu, DIN 3259 recomandă folosirea codului EIA în două variante *a* și *b*, în cazul benzilor cu opt piste etc.

În concluzie, folosirea comenzii după program la mașinile-unelte este o măsură de progres tehnic și economic.

Apariția mașinilor-unelte cu comandă după program duce la automatizarea producției, atît pentru executarea pieselor izolate sau în loturi mici, cît și în serie.

Pentru a putea fi însă folosite în lucrările curente de atelier, mașinile-unelte cu comandă după program trebuie să fie realizate la prețuri care să le facă economice.

De menționat este faptul că, în paralel cu folosirea mașinilor-unelte cu comandă după program, se dezvoltă și mașinile de transfer și procedeele de prelucrare prin unități independente. Acestea sînt constituite din subansambluri tipizate ca unități automate care efectuează diferite prelucrări (găurire, filetare, frezare etc.) și din mecanisme de transfer care asigură mișcarea pieselor de prelucrat pe o traiectorie circulară sau rectilinie.

---

[1] *Sribner, L. A.* ș.a. Comanda după program a mașinilor-unelte, traducere din limba rusă. București, Editura tehnică, 1963. [2] *Zühlsdorf, W.* Kleines Handbuch der Steuerungstechnik. Berlin, Verlag Technik, 1961. [3] x x x Steuergeräte, Snecken AG, Zürich, april 1963.

CZ 621.882.3: 621.941.23-229

Contribuţii la proiectarea grupului de came necesar executării piuliţelor pe strungurile automate monoax

IULIAN POPESCU

Prelucrarea piuliţelor pe strungurile automate monoax se poate face prin prelucrarea parţială fără executarea filetului sau prin prelucrarea completă a piuliţelor, executîndu-se şi filetul.

În cazul execuţiei parţiale a piuliţelor se fac pe strungul automat doar operaţiile de găurire, teşire şi retezare, urmînd ca operaţia de filetare să fie realizată pe o altă maşină, în general pe o maşină automată de filetat piuliţe.

Metoda prezintă dezavantajul unui timp de execuţie mare, implicînd şi necesitatea maşinilor speciale pentru realizarea filetului. În plus, pentru îndepărtarea gradului de pe piuliţele debitate — grad care ar împiedica alimentarea automată în cazul filetării pe maşini automate — este necesară curăţarea piuliţelor într-o tobă rotativă, urmată de o spălare cu petrol.

Metoda prezintă însă avantajul că, printr-o construcţie corespunzătoare a camelor şi a unui bloc de cuţite de retezat, se pot prelucra în acelaşi timp mai multe piuliţe, ceea ce permite o productivitate mărită.

Prelucrarea completă a piuliţelor presupune şi executarea filetului pe aceeaşi maşină, pentru aceasta fiind necesar un dispozitiv care să preia piuliţa după debitare şi să o fileteze separat.

Strungul automat A 20 are un asemenea dispozitiv ca accesoriu special, schema principială respectivă fiind indicată în figura 1.

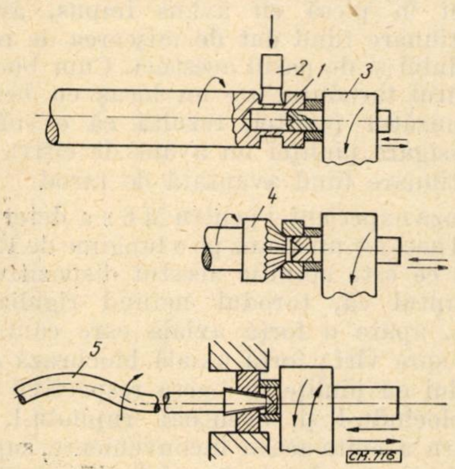


Fig. 1

Piuliţa *1* este preluată de vîrful suportului *3* care pătrunde în ea înaintea terminării retezării de către cuţitul *2*.

Suportul *3* se roteşte cu un anumit unghi, retrăgînd piuliţa din zona de strunjire şi conducînd-o pe ghidaje pînă ce o aşază coaxial cu zencuitorul *4*. După terminarea zencuirii, suportul *3* se roteşte în continuare cu alt unghi pînă cînd piuliţa devine coaxială cu tarodul *5*.

Tarodul *5* are o coadă curbă care are rolul de a transmite mişcarea de rotaţie de la bucşa exterioară — cu acelaşi profil — la tarod, transmisie posibilă prin intermediul piuliţelor aşezate iniţial pe toată lungimea tarodului.

Piuliţa introdusă de suportul *3* pe tarod este ghidată de un locaş cu profil hexagonal corespunzător; prin rotirea tarodului piuliţa este filetată, evacuarea făcîndu-se pe coada acestuia.

Proiectarea camelor necesare execuţiei piuliţelor cu acest dispozitiv ridică probleme interesante.

Pentru executarea completă a unei piuliţe cu ajutorul dispozitivului sînt necesare următoarele came : pentru capul revolver, pentru sania din spate, pentru sania verticală, pentru rotirea suportului şi pentru avansul suportului.

Primele trei came sînt obişnuite la prelucrarea pe strungurile automate; celelalte două came ridică însă probleme atît la proiectarea individuală, cît mai ales în ceea ce priveşte corelaţia mişcărilor cu mişcările celorlalte trei came. Această corelaţie este absolut necesară în acest caz, deoarece pe de o parte este necesar ca întregul ciclu de filetare a piuliţei să fie încadrat în ciclul de strunjire respectiv, iar pe de altă parte fiind vorba de montarea unor organe şi subansamble în plus, este necesar să se studieze evitarea ciocnirilor dintre ele.

Metoda cea mai avantajoasă pentru proiectarea acestor came se bazează pe studiul grafic al interacţiunii lor.

În figura 2 sînt desenate suprapus cele 5 came indicate pentru executarea piuliţei M 6. După cum reiese din figură, fazele principale ale strunjirii piuliţei sînt următoarele :

— avansul materialului şi tamponarea, comandate de prima porţiune supraînălţată a camei capului revolver *1*, respectiv între sutimile 0 şi 9;

— centrarea şi teşirea muchiilor, comandate de porţiunea următoare a camei capului revolver, cuprinsă între sutimile 9 şi 32;

— găurirea, comandată de porţiunea camei capului revolver dintre sutimile 39,5 şi 77;

— preretezarea, comandată de cama saniei verticale *2* pe porţiunea dintre sutimile 41 şi 56;

— retezarea, comandată de cama saniei din spate *3* între sutimile 54 şi 97.

Fazele filetării piuliţelor sînt următoarele :

— rotirea suportului spre piuliţa strunjită, comandată de cama rotirii suportului *4* între sutimile 78,5 şi 84 ;

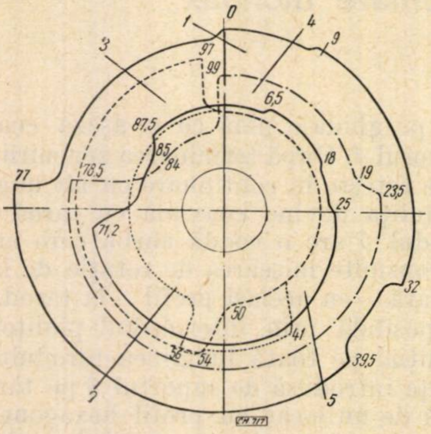


Fig. 2

— avansarea suportului spre piuliţă, comandată de cama de avans *5* între sutimile 85 şi 87,5 ;

— rotirea suportului cu piuliţa pînă la zencuitor, comandată de cama de rotire între sutimile 97 şi 99 ;

— avansul spre zencuire, comandat de cama de avans între sutimile 6,5 şi 18 ;

— rotirea suportului de la zencuire la filetare, comandată de cama de rotire între sutimile 19 şi 23,5 ;

— filetarea piuliţei, comandată de cama de avans între sutimile 25 şi 71,2.

Pe baza reprezentării grafice din figura 2 se poate analiza şi corelaţia mişcărilor caracteristice celor două cicluri distincte : strunjirea şi filetarea. Această reprezentare grafică este foarte utilă la reglarea maşinii, indicînd poziţiile camelor comparativ cu una dintre ele luată ca reper.

Studiind în ansamblu reprezentarea grafică din figura 2 se constată următoarele :

— în momentul tamponării materialului pentru o nouă piuliţă, piuliţa anterioară a fost deja preluată de suport care, după rotirea spre zencuitor, s-a oprit în poziţie coaxială cu acesta ;

— zencuirea piuliţei anterioare se face în timp ce piuliţa următoare se află în faza de centrare şi teşire a muchiilor ;

— după zencuire, piuliţa se retrage din zencuitor, iar suportul se roteşte spre tarod, oprindu-se în poziţie coaxială cu acesta ;

— începutul filetării are loc în timp ce piuliţa următoare se află încă în faza de centrare şi teşire, filetarea durînd pînă aproape de terminarea găuririi piuliţei următoare ;

— în timpul filetării piuliţei anterioare au loc şi preretezarea şi o parte a retezării piuliţei următoare ;

— după terminarea filetării, suportul se retrage şi se roteşte pînă devine coaxial cu piesa următoare ;

— înainte de terminarea retezării, suportul avansează spre piuliţă pentru a o prinde înainte de retragerea cuţitului de retezat ;

— la terminarea retezării, suportul se roteşte spre zencuitor, iar materialul avansează, începînd ciclul următor.

Precizia maximă în ce priveşte poziţia camelor pe arborele de comandă al maşinii este necesară în intervalul de timp dintre retragerea burghiului după găurire şi noua tamponare, respectiv retragerea suportului de la filetarea şi rotirea acestuia spre zencuitor după prinderea piuliţei.

În ceea ce priveşte construcţia celor două came noi care apar, probleme mai dificile ridică cama pentru avans, în special porţiunea de filetare. Această porţiune este la rîndul său împărţită în două intervale : intervalul pentru avansare şi intervalul pentru menţinere.

Conform indicaţiilor, lungimea tarodului — fără coadă — este de 24 mm. Pentru a se fileta complet, piuliţa trebuie să parcurgă toată porţiunea aşchietoare a tarodului, deci pentru piuliţa M 6, lungimea de parcurs va fi :

$$l = l_1 + l_2 = 24 + 5{,}5 = 29{,}5 \text{ mm},$$

unde l_1 este lungimea părţii aşchietoare a tarodului, iar l_2 este lungimea piuliţei.

Rezultă deci că piuliţa trebuie împinsă de camă pe o lungime de 29,5 mm. Cum cursa maximă a suportului este limitată la 22 mm (din motive constructive), această filetare ar părea imposibilă.

Se ştie însă că la filetare este necesar ca tarodul să execute doar un număr de paşi ai filetului în piesă cu avans impus, avansul în continuare fiind dat de mişcarea de rotaţie a tarodului şi de pasul acestuia. Cum bucşa de la capătul tarodului are un locaş cu hexagon corespunzător piuliţei, rezultă că e suficient să se asigure piuliţei un avans de cîţiva paşi, în continuare fiind avansată de tarod.

Pe baza experienţei pentru M 6 s-a determinat ca fiind necesar un avans pe o lungime de 12 mm.

Ceea ce este specific acestui dispozitiv însă este faptul că, tarodul nefiind rigidizat cu maşina, apare o forţă axială care caută să-l atragă spre vîrf ; forţa axială blochează coada tarodului cu piuliţe în bucşa respectivă profilată, blocîndu-l şi, eventual, rupîndu-l.

Pentru a evita aceste inconveniente, suportul piuliţei are un locaş în vîrf care centrează vîrful tarodului ; după terminarea avansului impus de camă, vîrful suportului trebuie să stea în aceeaşi poziţie, nepermiţînd deplasarea axială a tarodului, cama de avans avînd pe această porţiune un cerc precis executat.

Documentare

Motor Fairbanks-Morse de 1 000 CP pe cilindru. În Gas and Oil Power, martie-aprilie 1965

Noul tip de motor Fairbanks-Morse 38 A 20 care va fi construit cu 6 și 9 cilindri în linie, precum și cu 12 cilindri în V, va beneficia de 1 000 CP pe cilindru la 400 rot/min (fig. 1). Motorul posedă binecunoscutul baleiaj în echicurent de tip Fairbanks-Morse cu piston sertar. Noutatea apare în faptul că pistonul inferior are aproximativ 508 mm și o cursă de aproximativ 540 mm, iar pistonul superior un diametru de 254 mm cu aproximativ 270 mm cursă. Acest din urmă piston este legat prin culbutori la un arbore secundar angrenat cu cel principal. Motorul este executat în construcție sudată. Toate piesele echipajului mobil sînt din fontă nodulară : arborele cotit, bielele, culbutorii, tiranții și angrenajele. Camele pompelor de combustibil sînt montate pe arborele superior. Motorul este turbosupraalimentat în sistem pulsant, folosind tubulatură de evacuare dirijată și grupuri separate de ajutaje pentru turbine. La motoarele pentru combustibil greu, segmentul raclor al pistonului inferior este staționar, fiind montat în cămașa cilindrului astfel încît uleiul contaminat cu produse ale arderii să poată fi preluat în afara motorului pentru a fi tratat.

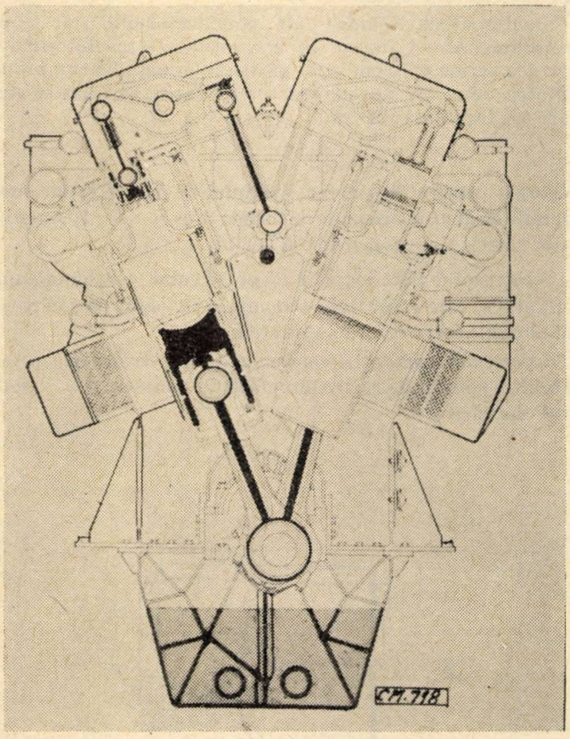


Fig. 1

Motor Diesel Simplic în 2 timpi, răcit cu aer. In: Gas and Oil Power, martie-aprilie 1965.

Cunoscutul proiectant britanic Ernest Chatterton a realizat un motor Diesel în 2 timpi, răcit cu aer, denumit Simplic ale cărui trăsături interesante constau în aceea că nu posedă nici pompă de baleiaj, nici ventilator. Motorul, dezvoltat în V la 90° (fig. 1), are baleiajul în echicurent, cu admisiunea aerului prin lumini inferioare și evacuarea prin supapă comandată. Destinderea gazelor arse are loc pînă la descoperirea de către piston a orificiilor de baleiaj. În acest moment presiunea în cilindru a coborît pînă la 0,35 – 0,50 kgf/cm². Prin urmare, la deschiderea luminilor de baleiaj, aerul atmosferic se scurge rapid prin conducte spre cilindru. Conductele sînt astfel dispuse și construite încît să direcționeze aerul în scopul formării unui vîrtej intens, care va fi necesar arderii. Volumul conductelor fiecărui cilindru este mai mare decît cel al cilindrului, astfel încît se pune în mișcare o cantitate însemnată de aer. Deoarece gazele arse din cilindru se comprimă ușor, se creează în cilindru un curent ascendent. Imediat ce mișcarea gazelor se stabilește în cilindru, ceea ce se întîmplă în jurul punctului mort interior, o undă de presiune în gazele arse de la cilindrul adiacent trece prin colectorul comun de evacuare, cu mare viteză. Prin urmare, gazele din cilindru în timpul deschiderii luminilor de baleiaj sînt supuse efectelor dinamice ale unei mișcări rapide a aerului care intră în cilindru prin lumini, cuplate cu efectele unei unde rapide de presiune în gazele arse care extrage gazele arse din cilindru prin supapa de evacuare. Efectele combinate produc o scurgere suficient de intensă pentru o bună golire a cilindrului. Se estimează că prin luminile de baleiaj trece o cantitate de aproximativ cinci ori mai mare decît aceea ce va fi reținută final în cilindru. Acest mare exces de aer este suficient să răcească efectiv piesele calde, ceea ce elimină atît ventilatorul (suflanta), cît și aripioarele de răcire. După închiderea luminilor de baleiaj, evacuarea continuă pînă la închiderea supapelor.

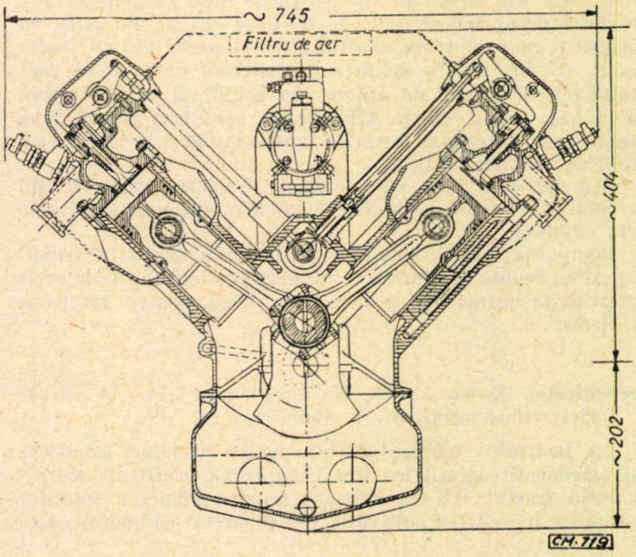


Fig. 1

Un nou tip de motor Diesel în V. In : Oil engine and gas turbine, martie 1964.

Uzinele americane General Motors au introdus recent un nou tip de motor Diesel în 4 timpi cu 6 cilindri în V. Datele principale ale noului motor sînt : alezajul 130,1 mm, cursa

98 mm, raportul cursă/diametru 0,75, cilindreea totală 7,78 l, turaţia maximă stabilă 3 200 rot/min, raportul de comprimare 17,5, greutatea uscată 430,9 kg, puterea continuă la 3 200 rot/min este de 135 CP, iar momentul motor maxim este de 39,58 kgfm la 2 000 rot/min.

Cei şase cilindri sînt aşezaţi în V la 60°. Arborele are cîte un cot pentru fiecare cilindru. Fiecare linie de trei cilindri are cîte un colector de admisiune şi unul de evacuare, aşezaţi pe părţile laterale ale motorului, lăsînd unghiul V-ului liber pentru pompa de injecţie şi injectoare. Blocul cilindrilor este o singură piesă turnată din fontă cu crom şi nichel, împreună cu cămăşile cilindrilor şi carterul superior. Capacele palierelor sînt prinse cu şuruburi şi lateral în bloccarter, ceea ce le conferă o mare rigiditate. Fiecare cilindru are două supape, cea de admisiune cu diametrul mai mare. Arborele cotit este forjat din oţel, coturile fiind decalate la 60°. Ordinea de aprindere este 1—6—5—4—3—2. Fusurile au acoperiri mari şi toate racordările sînt executate cu foarte mare atenţie, pentru evitarea concentrării de tensiuni. Motorul posedă lateral un arbore de echilibraj condus prin angrenaje de cel cotit. Arborele de echilibraj posedă două contragreutăţi care se rotesc la turaţie dublă şi în sens invers faţă de arborele cotit.

Sistemul de ardere constă în camera cupă în piston. Vîrtejul aerului este produs prin direcţionarea canalelor de admisiune din chiulasă.

Pompa de injecţie este de tipul monoplunger cu distribuitor şi cu regulator hidraulic automat al avansului la injecţie (destinaţia principală a motorului fiind pentru tracţiune rutieră).

Scarificator RN-60. A. N. Nedaşkovskii. In: Traktorî i selhozmaşinî, nr. 7, 1965.

La Institutul tehnico-ştiinţific pentru economia forestieră şi amelioraţii agrosilvice din Ucraina s-a construit scarificatorul tractat RN-60, destinat afînării adînci a solurilor nisipoase în vederea cultivării. S-a constatat că operaţia este eficientă la o adîncime maximă de afînare de 60 cm, corelată cu pulverizarea de hexacloran pentru distrugerea larvelor de dăunători.

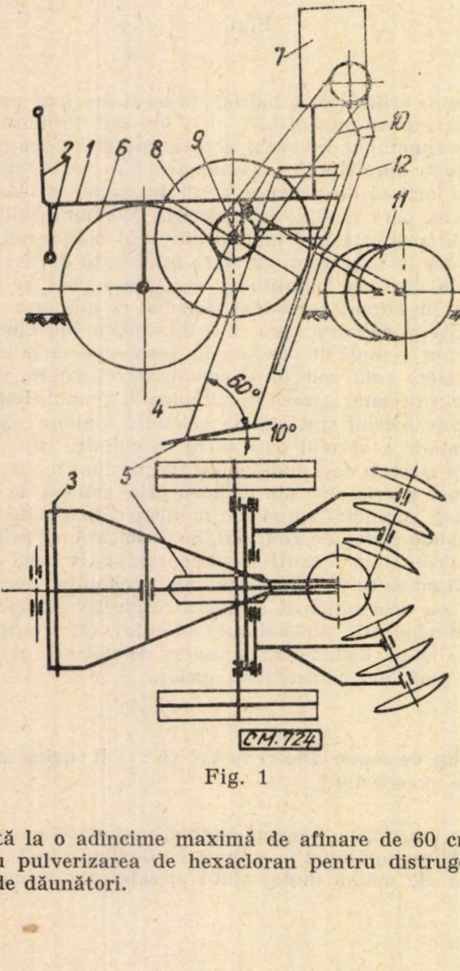


Fig. 1

Partea din faţă a cadrului *1* al scarificatorului (fig. 1) este prevăzută cu consola *2* şi axa *3* cu doi pivoţi pentru prinderea la sistemul de tractare. Între lonjeroanele laterale ale cadrului, în partea din spate, este fixat cuţitul *4* cu ghiara *5*. Sub cadru este instalat cuţitul-disc *6*, asamblat cu ajutorul a două console şi o axă. În partea superioară a cadrului se montează distribuitorul de insecticid *7*, iar în cea inferioară — axa celor două roţi de sprijin *8*, care servesc la limitarea adîncimii de pătrundere a cuţitului *4*. Antrenarea distribuitorului de insecticid este realizată de roata stelată *9*, solidarizată cu arborele şi lanţul cu cîrlige *10*. În partea posterioară, sub cadru, sînt dispuse două baterii de grape circulare *11*.

Cuţitul *6* are rolul de a tăia rădăcinile plantelor ierbacee şi lemnoase. Între muchiile tăietoare ale cuţitelor *4* şi *6* se prevede un joc minim, ceea ce asigură tăierea cu cuţitul *6* a rădăcinilor agăţate în timpul funcţionării deasupra cuţitului *4*, astfel încît posibilitatea gripării acestuia este exclusă. Afînarea se execută cu ghiara *5*, care, avînd muchiile frontale identice, poate fi rotită după uzarea uneia dintre acestea, durata totală de funcţionare a scarificatorului fiind astfel sporită. Adîncimea de afînare se reglează prin modificarea poziţiei cuţitului *4* în locaşul său. Grapele circulare, montate pe un cadru articulat la cadrul scarificatorului, servesc la astuparea urmelor lăsate de cuţitul *4* şi la îndepărtarea ierbaceelor din zona afînată.

Distribuitorul de insecticid, similar cu aparatele pentru împrăştierea îngrăşămintelor minerale, este acoperit cu o husă de pînză pentru a evita împrăştierea, sub acţiunea vîntului, a insecticidului pătruns în spaţiile dintre organele componente. Introducerea insecticidului în sol se realizează prin intermediul conductei *12*.

Caracteristicile tehnice ale scarificatorului sînt: adîncimea maximă de afînare 70 cm, lăţimea stratului afînat în partea superioară 70 cm şi în partea inferioară 25 cm, productivitatea circa 3,7 km/h. Tractarea scarificatorului se realizează cu tractorul DT-54 A.

Dispozitiv pentru degazarea spaţiului de răcire la un motor termic răcit prin circulaţie de lichid (Brevet-Société Anonyme des Usines Chausson). In: ATA, nr. 7, 1965.

Principiul funcţional al dispozitivului considerat apare în figura 1, care reprezintă schematic sistemul de răcire normal al unui motor cu ardere internă.

Dispozitivul comportă conducta *1* care realizează o legătură între spaţiul de răcire din chiulasa motorului *2* şi radiatorul de răcire *3*.

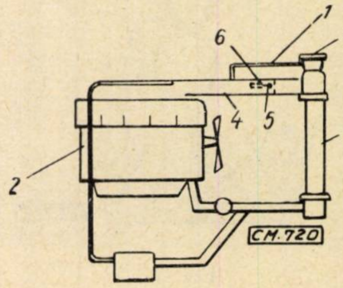


Fig. 1

Conducta *1* constituie un circuit auxiliar în derivaţie în raport cu conducta normală *4* în care se găseşte ventilul *5* comandat de cartuşul termoplastic *6*.

Conducta *1* pătrunde în radiator la partea superioară a acestuia, deci într-o zonă care e în legătură cu atmosfera atunci cînd dopul de umplere *7* este îndepărtat.

Dopul *7* asigură închiderea etanşă a conductei de derivaţie în acelaşi timp cu închiderea radiatorului.

Perfecţionarea dispozitivelor de cuplare dintre tractor şi remorcă (Brevet-Massey-Fergusson G.m.b.H.). In : ATA, nr. 5, 1965.

Dispozitivul cuprinde un organ de cuplare în formă de falcă *2* (fig. 1) şi un al doilea organ de cuplare inelar *3*, primul montat pe tractorul *1*, iar al doilea pe remorcă.

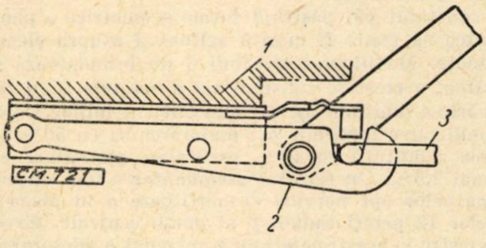


Fig. 1

Cele două organe de cuplare sînt montate pe vehiculele respective, astfel încît nu pot oscila lateral în raport cu acestea. Organul de cuplare *3*, montat pe remorcă, se decuplează automat de cel montat pe tractor în cazul cînd *3* se înclină relativ suficient, de exemplu în cazul răsturnării remorcii.

Suspensia roţii prin intermediul osiei rigide (Brevet Ford-Werke Aktiengesellschaft). In : ATA, nr. 6, 1965.

Dispozitivul preconizat apare în schema din figura 1.

Arcul *1*, cu una sau mai multe lame, este legat de caroseria automobilului prin intermediul articulaţiilor *2* şi *3*.

Osia rigidă *4* este prevăzută cu braţe fixate pe manşonul tubular *5* al osiei. Pe aceste braţe articulează partea centrală a arcului *1'*.

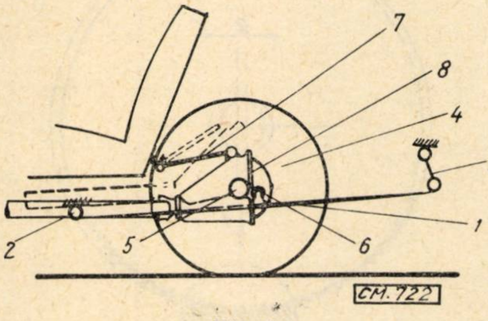


Fig. 1

Partea anterioară a arcului *1* constituie bieleta inferioară, bieleta superioară *7* fiind articulată cu unul din capetele sale de caroseria autovehiculului, iar cu celălalt capăt pe carcasa diferenţialului *8*.

Utilizarea radiografiilor pentru studiul procesului de lucru al aparatelor pentru semănarea de precizie. V. V. Basin şi V. A. Kralvoi. În : Traktorî i selhozmaşinî, nr. 7, 1965.

Pentru studiul mişcării seminţelor în aparatele pentru semănarea de precizie s-a elaborat o nouă metodă al cărui principiu constă în radiografierea cîtorva poziţii succesive ale unor particule de contrast tratate în prealabil cu bariu.

Instalaţia experimentală (fig. 1) este prevăzută cu releul de timp *1*, pentru controlul duratei mişcării particulei de contrast. Electromotorul *3*, cuplat cu reductorul melcat *4*, pune în mişcare discul de distribuţie *13*. Roţile dinţate ale reductorului, ca şi celelalte piese metalice, sînt construite din materiale cu coeficient mic de diminuare a intensităţii razelor Roentgen.

Viteza de rotaţie se reglează cu ajutorul autotransformatorului *2* şi se controlează cu oscilograful *12*, conectat la traductorul *5*. Dispozitivul de antrenare a particulelor *6* cuprinde clapeta *8*, corpul *9*, solenoidul *10* şi conductele de alimentare *11*. La cuplarea solenoidului, clapeta *8* se roteşte în aşa fel încît orificiul său coincide cu locaşul corpului *9* şi cu conductele de alimentare. În acest mod se creează posibilitatea de deplasare a seminţelor şi a particulei de contrast spre discul de distribuţie. Construcţia instalaţiei permite modificarea înclinării discului între 0 şi 90°. Pentru radiografiere, instalaţia este prevăzută cu tubul Roentgen *7* şi caseta de clişee *14*.

Înainte de începerea experimentărilor se reglează viteza de rotaţie a discului, înclinarea sa şi timpul *t* de acţionare a releului. În locaşul corpului *9* se introduce particula de contrast. După ce discul atinge turaţia stabilită, ca urmare a pornirii electromotorului, se cuplează releul de timp şi dispozitivul de antrenare. La sfîrşitul perioadei *t* se conectează tubul Roentgen sau, dacă sensibilitatea aparatului nu permite execuţia radiografiei particulei în mişcare, releul decuplează electromotorul şi se realizează radiografia discului nemişcat.

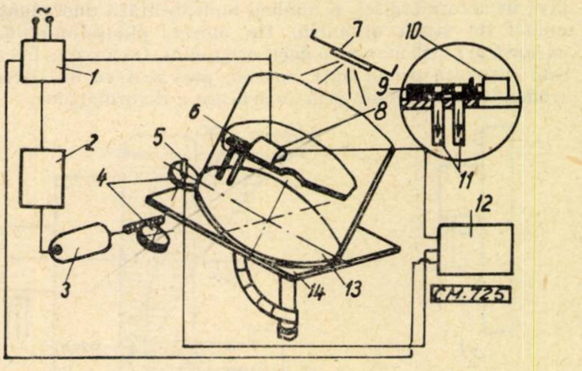


Fig. 1

Experimentările se efectuează la intervale de timp t_1, t_2, t_3 etc. Punctele obţinute pe clişeu, în conformitate cu diferitele poziţii corespunzătoare perioadelor t_i, sînt transpuse pe o bandă comună, alcătuind traiectoria mişcării particulei.

Disc pentru frîne disc (Brevet-Girling Limited). In : ATA, nr. 3, 1965.

În figura 1 apare schiţa discului propus.

Pe periferia discului *1* sînt realizate o serie de adîncituri *2* situate la distanţe egale.

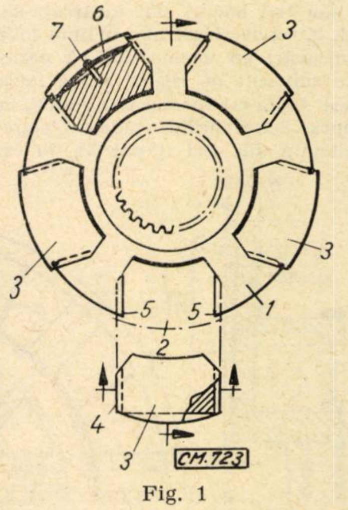


Fig. 1

În adînciturile *2* se fixează patinele de frecare *3* de grosime superioară discului propriu-zis. Patinele prezintă două şanţuri laterale *4* în care la montaj pătrund marginile adînciturilor practicate pe periferia discului.

Patinele de frecare sînt fixate cu ajutorul lamelelor flexibile 6, ale căror extremităţi pătrund în tăieturile *5* atunci cînd se înşurubează în patine şuruburile *7*.

Studiul rigidităţii planşaibelor strungurilor grele. V. V. Vasiliev, E. A. Gorojankin şi A. N. Efimov. În : Stanki i instrument, nr. 5, 1965.

Practica exploatării strungurilor grele a arătat că rigiditatea planşaibelor exercită o influenţă însemnată asupra durabilităţii bacurilor de prindere şi preciziei prelucrării. Calculul planşaibei trebuie să ia în considerare deformaţia de ansamblu a elementelor componente: placa inelară cu nervuri radiale şi inelare şi partea centrală cu ferestre separate prin pereţi radiali subţiri. Pentru facilitarea calculelor se recurge la studiul experimental al rigidităţii planşaibei, prin încărcare statică şi analiza maleabilităţii unei planşaibe-model de sticlă organică. De obicei, planşaiba-model se execută la scară mai mică decît originalul. Încărcarea bacurilor este realizată pe un banc special, prevăzut cu un sistem de transmitere a sarcinii şi de măsurare a deformaţiilor.

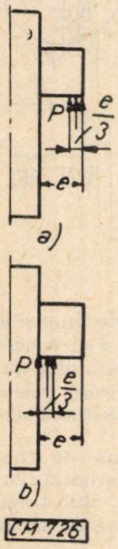


Fig. 1

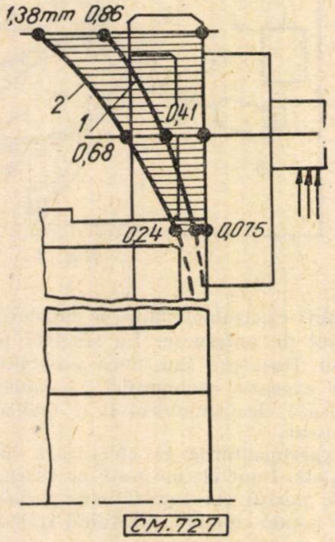


Fig. 2

O primă etapă a încercărilor comportă încărcarea simetrică a celor patru bacuri ale planşaibei cu forţe radiale aplicate la vîrful sau la baza bacurilor (fig. 1, a şi b). O altă etapă este caracterizată prin încărcarea nesimetrică a bacurilor : forţele egale sînt aplicate parţial după schema 1, a şi parţial după schema 1, b, sau trei bacuri sînt încărcate de forţe inegale după schema 1, a, cel de-al patrulea nefiind solicitat.

Astfel de încercări au demonstrat că partea centrală a planşaibei este suficient de rigidă, placa inelară fiind mai maleabilă. Acest lucru este arătat în figura 2, în care curba *1* reprezintă epura deformaţiilor plăcii inelare a planşaibei originale, construită din oţel turnat 35, în cazul încărcării simetrice conform schemei 1, a, cu forţe de 50 t. Curba *2* redă deformaţia planşaibei în cazul încărcării a numai trei bacuri, conform schemei 1, a, evidenţiind comportarea nesatisfăcătoare provocată de o astfel de fixare a piesei.

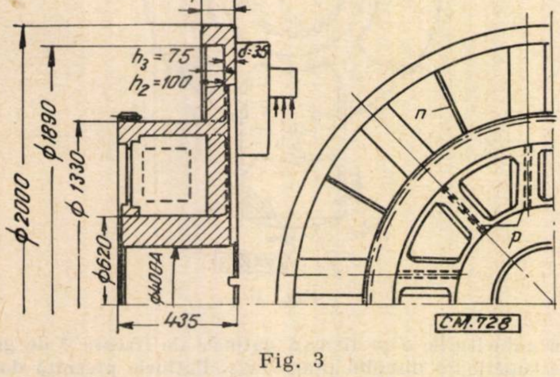


Fig. 3

Pentru studiul influenţei exercitate asupra rigidităţii planşaibei de dimensiunile sale geometrice (grosimea plăcii inelare δ, înălţimea nervurii inelare h_1, înălţimea nervurilor radiale h_2, înălţimea întăriturilor de sub bacuri h_3 — figura 3) şi de pereţii radiali *p* ai părţii centrale, prevăzuţi eventual cu ferestrele figurate punctat, s-au experimentat mai multe variante constructive.

S-a constatat că, păstrînd forma geometrică a planşaibei, rigiditatea sa poate fi mărită acţionînd asupra elementelor menţionate. Modificarea grosimii δ nu influenţează sensibil rigiditatea, o creştere substanţială a acesteia fiind realizată prin mărirea înălţimii h_2. Cel mai eficient mijloc s-a dovedit a fi modificarea înălţimii h_3; majorarea sa cu 50 % a dus la creşterea rigidităţii cu 40 %, greutatea planşaibei crescînd cu numai 2,5 %. Un rezultat asemănător a fost obţinut prin plasarea celor opt nervuri despărţitoare *n* în placa inelară şi a celor 12 pereţi radiali *p* ai părţii centrale. Executarea unor ferestre în aceşti pereţi nu a antrenat o micşorare importantă a greutăţii planşaibei, rigiditatea scăzînd apreciabil ; totuşi, introducerea ferestrelor în pereţii radiali, reclamată de necesitatea uşurării tehnologiei de fabricaţie şi de scădere a greutăţii, poate fi corelată judicios cu modificarea corespunzătoare a înălţimii întăriturilor h_3.

Noi tendinţe în cadrul tăierii cu ferăstrăul cu disc. W. Wolf. În : Tehnica, vol. 12, nr. 18.

În general, determinarea rezistenţelor care apar în timpul tăierii metalelor şi, în special, a celor datorită frecărilor prezintă dificultăţi. Rezistenţele datorite frecărilor sînt funcţie, în special, de metoda de ungere adoptată.

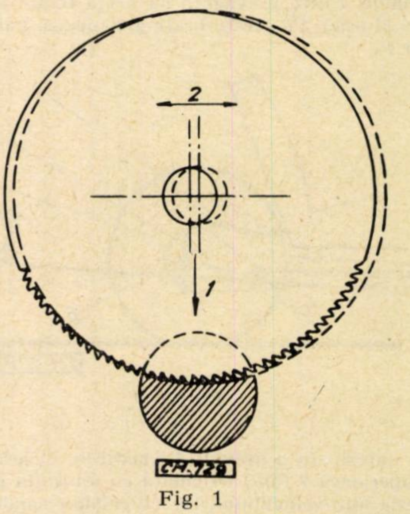


Fig. 1

Cum încălzirea determinată de fenomenul de aşchiere este inferioară celei datorite deformării şi cum în timpul aşchierii fără ungere se ajunge la temperatura de topire, apare evidentă existenţa unei rezistenţe de frecare mari. Forţa rezultantă de frezare este determinată de expresia :

$$F_r = F_t \cdot Z + F_f \cdot Z = (F_t + F_f)\,Z,$$

în care :

F_r este rezultanta forţelor rezistente ;
F_t — forţa rezistentă de tăiere ;
F_f — forţa rezistentă datorită frecărilor ;
Z — numărul dinţilor discului în contact cu piesa.

Dacă se consideră două situaţii, prima caracterizată prin contactul unui singur dinte, iar a doua, prin contactul a *n* dinţi şi dacă se menţin aceiaşi parametri de lucru (adîncimea şi lăţimea de lucru şi avansul corespunzător unei rotaţii a discului), în ambele cazuri forţa rezistentă datorită frecărilor F_f este aceeaşi pentru un dinte, în timp ce forţa rezistentă de tăiere *F* devine de *n* ori mai mică în cel de-al doilea caz (considerînd că presiunea specifică rămîne constantă cu micşorarea grosimii aşchiei).

În primul caz rezultă deci, $F_r = F_t + F_f$, iar în al doilea caz $F_r = \left(\frac{F_t}{n} + F_f\right) n = F_t + F_f \cdot n$.

În al doilea caz apare deci o forţă rezistentă rezultantă mult mai mare.

Numărul optim de dinţi în contact este 2, un singur dinte determinînd apariţia şocurilor.

Cum în cazul real al secţiunilor de tăiere mari apar pînă la 16 dinţi în contact, o primă soluţie pentru micşorarea rezistenţei totale este distanţarea dinţilor discului de tăiere. Soluţia este însă necorespunzătoare întrucît lungimea de tăiere variază de la 0 la diametrul maxim, dantura trebuind să fie mai fină la începutul operaţiei.

Soluţia preconizată de autorul articolului apare în figura 1. În afară de avansul imprimat în sensul săgeţii *1* se mai determină şi o a doua mişcare alternativă în sensul săgeţilor *2*. În felul acesta se reduce lungimea de tăiere, aşchiile pot fi eliminate mai uşor, fiecare dinte ridică o aşchie mai groasă (presiunea specifică fiind mai redusă) şi deci productivitatea creşte.

În plus, durata de funcţionare a discului creşte, aşchierea realizîndu-se în mod corect, iar aşchiile neputînd ajunge sub dintele următor şi a cauza astfel ruperea acestuia.

Alimentarea şi încărcarea barelor. In: Machinery, nr. 2686, vol. 104.

În figura 1 apare un dispozitiv pentru alimentarea unui strung destinat prelucrării metalului din bare.

Dispozitivul este fixat pe suportul *1* prin intermediul unor manşoane *2*. Pe corpul central este montat un bloc format din două părţi separate *3* şi *4*, în lungul cărora este trasă bara cu ajutorul lanţului *5*.

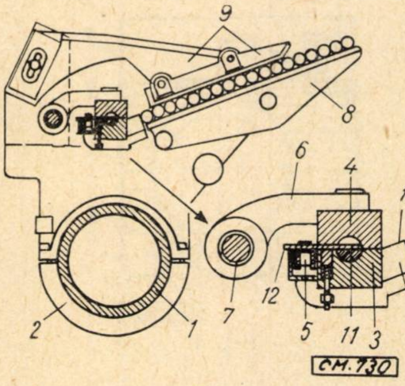


Fig. 1

Semiblocul superior *4* poate fi ridicat cu ajutorul pîrghiilor *6*; sînt *4* pîrghii de acest fel dispuse în lungul dispozitivului. Pîrghiile *6* sînt acţionate prin rotirea axului *7*.

Barele de prelucrat sînt aşezate pe planul înclinat *8* prevăzut cu ghidajul *9*. Opritorul *10* împiedică rostogolirea barelor. În timpul lucrului, bara de prelucrat se află în spaţiul dintre semiblocurile *3* şi *4*. Cînd bara trebuie să înainteze este acţionată de pistonaşul *11* tras de placa *12*, pusă în mişcare de lanţul *5*. La sfîrşitul cursei barei, pistonaşul *11* este adus înapoi.

În acest moment, printr-un dispozitiv nereprezentat în figură, bara următoare este ridicată în sus, astfel încît se poate rostogoli pe suprafaţa înclinată *13*. Concomitent, axul *7* se roteşte ridicînd semiblocul *4* astfel încît bara cade în locaşul practicat în semiblocul *3*.

Mecanism diferenţial comandat cu ajutorul camelor. P. W. Jensen. In: Machinery, nr. 2, vol. 71.

În general, la o maşină-unealtă funcţionînd cu ajutorul fişelor perforate este necesară existenţa unui mecanism care să transforme mişcarea uniformă de rotaţie într-o mişcare de rotaţie variabilă în mod periodic.

În figura 1 se arată un astfel de mecanism care a corespuns, în cadrul încercărilor, necesităţilor respective.

Pe axul *1* este montată cama *2* şi cama complimentară *3*, cele două came comandînd pîrghia *4* prin intermediul rolelor de contact *5* şi *6*. Coroana dinţată *7* fixată pe pîrghia *4* este angrenată cu pinionul *8*. Acelaşi braţ poartă şi pinionul *9* angrenat cu *8* .

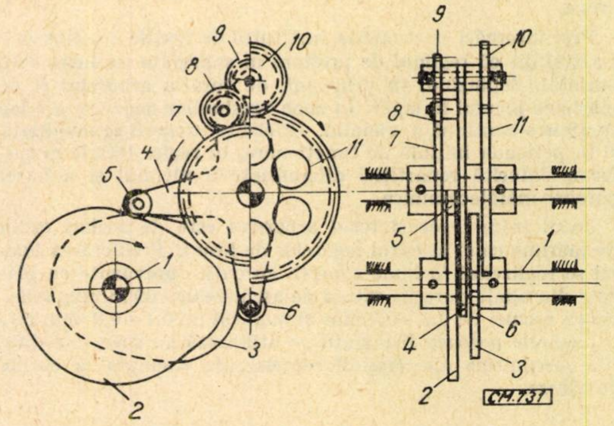


Fig. 1

Pe axul pinionului *9* este fixat pinionul *10*, angrenat cu coroana dinţată *11*. Mişcarea de rotaţie este transmisă de la coroana *7* la pinioanele *8*, *9*, *10* şi *11*, cu viteză constantă.

Cum însă pîrghia *4* are o mişcare oscilatorie, apare o rotaţie relativă între *7* şi *8*, transmisă pinionului *11*. Rezultă deci că *11* capătă o mişcare de rotaţie cu viteză unghiulară variabilă, în funcţie de forma camelor *2* şi *3*. Contactul între rolele pîrghiei *4* şi camele de pe axul *1* este asigurat cu ajutorul unui resort.

Lagăre poroase fier-grafit. A. A. Mizeri. In: Stanki i instrument, nr. 5, 1965.

Printre organele de maşini fabricate în ultima vreme prin metoda metalurgiei pulberilor se numără şi lagărele metaloceramice de alunecare. Astfel de lagăre se execută din materiale cu proprietăţi antifricţiune superioare, soluţia cea mai răspîndită fiind fier-grafit.

Construcţia lagărelor poroase de alunecare (fig. 1) se bazează pe ungerea capilară. În acest scop, bucşa poroasă *2* se îmbibă cu ulei înainte de presare, iar carcasa *1* este prevăzută cu rezervorul de compensare *3*, plin cu ulei.

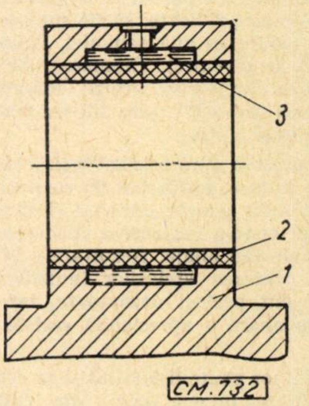


Fig. 1

De regulă, lagărul nu este alimentat cu ulei sub presiune, ungerea suprafeţei de lucru fiind asigurată de uleiul existent în rezervor şi în porii bucşei. În vederea etanşării lagărului la montaj se realizează un ajustaj cu strîngere între bucşă şi carcasă, astfel încît scăparea frontală a uleiului este exclusă. Sistemul are avantajul unei ungeri eficiente, atît în cazul organelor în mişcare de rotaţie, cît şi în al celor în mişcare oscilatorie, cu un consum redus de ulei şi uzuri mici, corelate cu o deservire comodă. Periodicitatea completării rezervorului de compensare corespunde perioadelor de reparaţie ale utilajului echipat cu aceste lagăre. Rezistenţa la uzură a bucşei poroase este superioară celei a lagărelor de bronz.

Prin încercări efectuate la Institutul de textile din Moscova s-a stabilit că regimul de presiuni în suprafaţa de lucru este variabil, depinzînd, în principal, de turaţia arborelui şi de mărimea jocului în lagăr. În zona presiunilor negative are loc sucţiunea continuă a uleiului. Eficienţa ungerii se manifestă şi în perioada iniţială de funcţionare, în regim termic neuniform, datorită repartiţiei diferenţiate a uleiului şi a bazei poroase metaloceramice.

Jocul între lagăr şi fusul arborelui este de acelaşi ordin de mărime ca şi în cazul lagărelor de bronz. Prelucrarea bucşei se realizează în bune condiţii cu cuţite prevăzute cu plăcuţe din aliaje dure, la viteza de aşchiere de 100 m/min, adîncimea aşchiei de 0,5—0,7 mm şi avansul de 0,1—0,2 mm/rot.

Lagărele poroase fier-grafit se utilizează cu succes la diferite mecanisme ale maşinilor-unelte, de exemplu la cutiile de viteze.

Atmosferă de fluor folosită în cadrul cromării. P. Bazille. In : Mecanic, nr. 5, vol. 25.

Cromarea reprezintă un proces de difuziune a cromului în zona superficială a metalului sau aliajului tratat, realizat la temperatură ridicată şi similar procesului de cementare. Se deosebeşte de cromarea electrolitică, care permite numai aplicarea unui strat superficial de crom.

Una dintre ultimele metode preconizate prevede utilizarea unei atmosfere de fluorură de crom, care nu permite apariţia reacţiilor de schimb fier-crom, fluorura de fier nefiind volatilă chiar la temperaturi înalte. Astfel se poate obţine o cromare moale (un strat superficial de aliaj fier-crom strălucitor), dacă se aplică unui oţel moale sau foarte moale. În acest caz, stratul superficial conţine 50—60 % crom, duritatea fiind redusă. Oţelul cromat în aceste condiţii poate fi prelucrat prin deformare, în orice mod, prezentînd în acelaşi timp o excepţională rezistenţă la corodare chimică şi la şocuri de temperatură. Dacă cromarea se aplică în condiţiile considerate, unui oţel cu un conţinut mai ridicat de carbon (0,30 % pentru piesele mari şi cel puţin 1 % pentru cele mici) sau unui oţel moale cementat în prealabil, se formează un strat exterior de carbură de crom, mai dur decît carbura de tungsten şi rezistent la corodare chimică şi uzură.

Cromarea dură realizîndu-se la temperaturi înalte, este necesar ca piesele la care partea interioară trebuie să prezinte caracteristici mecanice ridicate, să fie supuse unui tratament termic ulterior (călire în apă sau ulei, călire cu curenţi de înaltă frecvenţă şi revenire). Cromarea dură este necesară pentru protejarea împotriva uzurii mecanice, a sculelor pentru prelucrarea metalelor (pile, filiere, matriţe, freze etc.), a materialelor plastice etc.

În general, cromarea dură asigură rezistenţa împotriva majorităţii acizilor la rece, indiferent de concentraţia lor.

Atmosfera de fluor pentru cromare (fără aport de crom) poate fi utilizată pentru recoacerea strălucitoare a oţelurilor sau a altor metale sau aliaje. Rezultatele sînt cu totul corespunzătoare la tratarea oţelurilor inoxidabile. Suprafeţele astfel obţinute sînt perfect dezoxidate, iar în cazul oţelurilor inoxidabile apare o apreciabilă rezistenţă la corodarea intergranulară.

Atmosfera de fluor poate fi folosită şi ca decapant în cadrul operaţiilor de lipire, piesele ieşind din cuptorul respectiv perfect curate.

Cum atmosfera de fluor devine activă la temperaturi ridicate, temperatura minimă pentru lipirea aliajelor cu crom este de 850°C, iar cea a aliajelor fără crom, de 750°C. Se pot astfel lipi toate oţelurile, în special cele cu crom, fontă, oţelurile inoxidabile, oţelurile refractare etc. Pentru lipire se folosesc ca material de aport : cuprul, argintul, aliaje de cupru şi argint, de nichel şi cupru etc.

Călirea superficială CIF în lichide. I. P. Russinkovskii. În : Stanki i instrument, nr. 5, 1965.

Procedeul obişnuit de călire CIF a pieselor de oţel, comportînd încălzirea rapidă prin inducţie însoţită de răcire sub jet de apă sau emulsie, prezintă unele dezavantaje. Astfel, la piesele de oţel-crom pot apărea fisuri, iar la piesele de oţel cu conţinut mediu de carbon şi uşor aliate regimul de răcire, caracterizat printr-o viteză foarte mare, poate determina apariţia unor tensiuni termice ridicate şi a deformaţiilor.

Pentru înlăturarea acestor dezavantaje, în cazul pieselor maşinilor-unelte, s-a experimentat tratamentul de durcisare a suprafeţelor prin încălzire CIF în strat de diferite lichide, în primul rînd de apă sau ulei. Pentru încercări s-au utilizat circuite magnetice de ferită, caracterizate printr-un randament superior. La acest procedeu, viteza de răcire depinde de lăţimea secţiunii inductorului, grosimea stratului de lichid în zona încălzirii, intensitatea acestuia şi proprietăţile fizice ale lichidului.

Călirea CIF în strat de lichid se poate realiza fie cu inductoare inelare, în cazul suprafeţelor exterioare şi interioare ale pieselor cilindrice, fie cu inductoare plate, în cazul suprafeţelor conice sau cilindrice ale pieselor cu diametrul mare. În ambele cazuri, dimensiunile inductorului sînt determinate de necesitatea transmiterii în piesă a unei puteri specifice de 2,7—3 kW/cm^2, la frecvenţa de 200 kHz şi adîncimea de călire de 2 mm.

Schema unei astfel de instalaţii este prezentată în figura 1. Piesa de călit *5* este aşezată pe două valţuri *6* în interiorul rezervorului cu lichid *4*. Unul dintre valţuri antrenează piesa în mişcare, cu viteza periferică de 2—4 mm/s. Pentru încălzire este prevăzut inductorul *3*, conectat prin intermediul plăcii *2* la bara sub tensiune *1*.

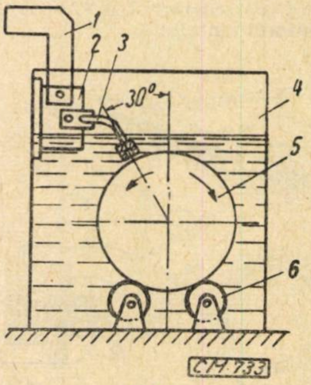


Fig. 1

Instalaţia poate fi utilizată la călirea suprafeţelor exterioare ale unor piese cilindrice sau conice cu diametrul cuprins între 40 şi 500 mm, ca şi a orificiilor. Duritatea fusurilor axelor de oţel 40 H călite în strat de apă este de 58—60 HRC, la o adîncime de călire de 1,5—2 mm. În cazul călirii în strat de ulei, zona de încălzire se plasează cu 50—60 mm sub nivelul uleiului, pentru a evita aprinderea şi fumegarea acestuia.

Procedeul se aplică cu eficienţă maximă pentru călirea superficială a ghidajelor de oţel aliat, asigurînd o deformaţie redusă. De exemplu, în cazul călirii plăcilor de ghidaj de oţel SH 15 , pe o adîncime de 1,5 mm, se realizează duritatea de 64 HRC, deformaţia nedepăşind 0,3 mm pe lungimea de 400 mm. Inductorul de formă adecvată profilului plăcii este executat dintr-un pachet de foi subţiri de permaloi ; în timpul operaţiei el este deplasat de-a lungul plăcii de ghidaj, puterea necesară fiind de 25 kW la frecvenţa de 200 kHz.

Măsurări dimensionale fără contact fizic, cu ajutorul sondelor capacitive. În : Metalworking production, nr. 25, vol. **108**.

Printre dispozitivele de măsurare, utilizate în momentul de faţă, un loc important îl ocupă sonda capacitivă folosită, în general, pentru măsurarea distanţelor. Principiul funcţional se bazează pe faptul cunoscut că capacitatea electrică a unui sistem format din două suprafeţe metalice aflate faţă în faţă şi încărcate la un potenţial electric oarecare, este funcţie de distanţă dintre cele două suprafeţe. Dacă una dintre suprafeţe constituie sonda de măsurare, iar cealaltă, piesa, se poate determina uşor orice variaţie a dimensiunilor piesei.

Pentru a se asigura un cîmp electric uniform între piesă şi suprafaţa sondă, ultima este prevăzută cu un inel exterior *1* (fig. 1) izolat de restul electrodului. Cum, în general, liniile de forţă sînt dispersate către marginea suprafeţei sondei, influenţîndu-se astfel corespondenţa dintre distanţă şi capacitatea electrică, inelul exterior suplimentar, aflat la acelaşi potenţial ca şi sonda, deplasează către exterior zona de dispersiune, îndepărtînd-o de cea centrală de măsurare.

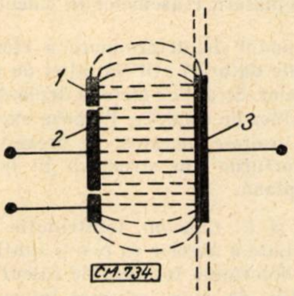


Fig. 1

În figura 1 s-a notat cu *2* suprafaţa sondă şi cu *3* suprafaţa piesei. Diametrul suprafeţei sondă este funcţie de distanţa de măsurat, crescînd cu aceasta ; forma sondei poate fi plană sau curbă (pentru controlul găurilor).Determinarea capacităţii se realizează cu ajutorul punţii electrice a cărei schemă apare în figura 2.

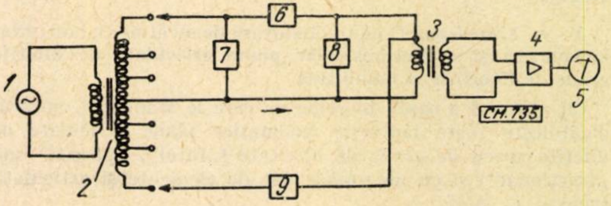


Fig. 2

Schema comportă : un generator de curent alternativ de înaltă frecvenţă *1*, două transformatoare *2* şi *3*, amplificatorul *4*, indicatorul *5*, capacitatea de măsurare *6*, capacităţile derivaţie *7* şi *8* şi capacitatea etalon *9*. Cum puntea electrică precizează valoarea capacităţii, pentru transformarea măsurii în unităţi de lungime se foloseşte un amplificator a cărei tensiune de ieşire este invers poporţională cu capacitatea măsurată, care, la rîndul său, este invers proporţională cu distanţa sondă — piesă. În consecinţă, tensiunea de ieşire a amplificatorului este direct proporţională cu distanţa de determinat. Cadranul indicatorului este gradat în mm.

Metoda permite atît controlul dimensional al pieselor chiar în timpul prelucrării acestora pe maşina-unealtă, cît şi controlul uzurii sculelor. Dispozitivul poate fi înzestrat cu un sistem de înregistrare sau de semnalizare adecvat.

Recenzii

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Editura Academiei R.P.R., tom. 17, nr. 6, 1964.

L. M. Milne-Thomson. O ecuaţie integrală exactă pentru unda izolată

În acest articol se obţine, cu ajutorul unei reprezentări conforme, o ecuaţie integrală pentru o undă izolată pe apa cu suprafaţa de fund orizontală, care dă direcţia de mişcare a unei particule pe suprafaţa undei. Se arată modul în care soluţia acestei ecuaţii va da situaţiile complete ale scurgerii, inclusiv forma profilului undei.

D. Mangeron şi *L. E. Krivosein.* Noi metode de calcul numeric al soluţiilor diferitelor sisteme integrodiferenţiale interesînd mecanica aplicată. I

Autorii studiază determinarea aproximativă a soluţiilor sistemelor integrodiferenţiale liniare şi neliniare polivibrante şi parabolice, folosind unele metode proprii, ca de exemplu, metoda polinomială, metoda de analiză cu ajutorul polinoamelor lui Kantorovici ş.a.

H. Limberg. Scurgere de intrare laminară într-o duză convergentă axial simetrică

Lucrarea prezintă o extensiune a unei noi metode a lui H. Görtler, care aplică dezvoltarea în serie, la scurgerea menţionată, prin secţiunile transversale finite, satisfăcînd totodată şi condiţia debitului. Autorul dă calculul şi reprezentarea grafică a mărimilor hidrodinamice pentru unele modele.

S. Hîncu. Asupra scurgerii fluidelor în canale în zona ramificaţiilor

În lucrare se prezintă o soluţie aproximativă a problemei mişcării fluidelor în canale în zona ramificaţiilor, aplicînd teoria funcţiilor de variabilă complexă şi ţinînd seamă de repartiţia neuniformă a vitezelor pe verticală.

Rezultatele calculelor se compară cu rezultatele experimentale.

Constantin Sabin Ioan. Cercetări experimentale asupra jeturilor plane incompresibile mărginite pe pînze de jet

În lucrare sînt prezentate rezultatele unor experienţe efectuate în sufleria plată de mică turbulenţă a secţiei de aeromecanică a Institutului de mecanică aplicată „Traian Vuia”, în scopul de a studia experimental influenţa pînzelor de jet marginale asupra contracţiei jeturilor plane incompresibile.

Forma pînzelor de jet marginale şi valorile obţinute pentru coeficientul de contracţie sînt în bună concordanţă cu rezultatele calculelor teoretice, executate după metoda dată în [1].

W. Zwick. O teorie pentru calculul circulaţiei şi al forţelor unei elice într-o scurgere cu unghiul de incidenţă mic

Se aplică teoria liniei portante a palei unei elice cu unghiul de incidenţă mic. Pentru calculul circulaţiei în jurul palei se obţine o ecuaţie integrodiferenţială, care se reduce cu ajutorul unor dezvoltări convenabile la sisteme de ecuaţii algebrice. Cunoscînd circulaţia, se pot calcula forţele.

Radu C. Bogdan. Mecanisme cu cinci elemente articulate. II. Rapoarte de transmitere negative

Se studiază diferite mecanisme cu raport de transmitere negativ, prin serii armonice complexe şi metoda mecanoelectronică.

N. I. Manolescu. O metodă unitară de alcătuire a lanţurilor cinematice şi a mecanismelor plane articulate de diferite grade de libertate şi mobilitate

Cu ajutorul a şapte teoreme pe care le stabileşte, autorul alcătuieşte toate lanţurile cinematice plane articulate de diferite specii de grade de libertate („total", „parţial" sau „fracţional") şi cu un număr dat de elemente şi articulaţii (pentru $L_4 \geqslant 4$).

V. Manea. Asupra unei teorii a plăcilor plane elastice de grosime medie

Printr-o alegere convenabilă a expresiilor deplasărilor se dă o formulare a teoriei plăcilor de grosime medie ca o generalizare a celei date anterior pentru plăcile plane subţiri. Se arată modul de construire a soluţiei, atît pentru starea de solicitare plană, cît şi pentru cea de încovoiere.

Florin Virgiliu. Contribuţii privind calculul la forţe orizontale al structurilor alcătuite din diafragme

Se dă modul de calcul al solicitărilor seismice pe întreaga structură prin tabele ajutătoare şi se indică o metodă originală de repartizare a acestora la diferitele elemente portante (diafragme pline echivalente) care o alcătuiesc.

D. Anastasescu şi *I. Munteanu.* Calculul liniilor de influenţă la cadrele spaţiale

Aplicînd metoda lucrului mecanic virtual, utilizată la cadrele plane, prin generalizare la structurile spaţiale se determină liniile de influenţă ale eforturilor din aceste structuri. Se tratează cazul forţei mobile P = 1 şi al cuplului mobil M = 1. Un număr de exemple de calcul pentru o structură spaţială de tip pod ilustrează modul de aplicare a metodei prezentate.

Gh. Vasilca, Olga Biţă şi *I. Dincă.* Cercetări asupra rezistenţei la uzură şi gripaj a cuplurilor din oţel durificat

Se studiază comportarea la uzură şi gripaj a suprafeţelor de frecare din oţel, avînd în structură cementita repartizată în reţea şi punctiform. În primul caz, rezistenţa la gripare şi rezistenţa la uzură abrazivă se constată a fi mai reduse, ceea ce poate fi atribuit slăbirii forţelor de legătură dintre grăunţi, datorită cementitei fragile separatoare. În condiţii de lubrifiere cu motorină curată sau impurificată cu acid oleic ori cu 50% apă, comportarea la uzură a materialelor, sub sarcini obişnuite, nu este influenţată de repartiţia cementitei.

Al. Marinescu. Sufleria aerodinamică supersonică cu patru compresoare a Institutului de mecanică aplicată al Academiei R.P.R. Descriere. Cercetări experimentale efectuate

În lucrare se prezintă instalaţia sufleriei aerodinamice supersonice cu patru compresoare a Institutului de mecanică aplicată al Academiei R.P.R., precum şi rezultatele unor experienţe efectuate în această suflerie.

A. Pavel. Asupra calculului distanţei dintre două reazeme consecutive ale conductelor industriale

În lucrare sînt expuse unele consideraţii privind calculul distanţei dintre două reazeme consecutive ale conductelor industriale, atît din punctul de vedere al condiţiei de rezistenţă, cît şi din punctul de vedere al săgeţii maxime admisibile.

Studii şi cercetări de mecanică aplicată. Editura Academiei R.P.R. tom. 18, nr. 1, 1965.

D. Mangeron şi *L. E. Krivoşein.* Noi metode de calcul numeric al soluţiilor diferitelor sisteme integrodiferenţiale interesînd mecanica aplicată. II. Sisteme integrodiferenţiale ordinare polilocale

Autorii studiază determinarea aproximativă a soluţiilor sistemelor integrodiferenţiale liniare şi neliniare polilocale ordinare, folosind unele metode proprii, ca de exemplu metoda de analiză polinominală cu ajutorul polinoamelor lui Kantorovici şi Bernstein, metoda derivării în raport cu parametrul ş.a.

Radu Prişcu. Solicitări termice exterioare la barajele arcuite

În această lucrare se studiază starea termică a unui baraj arcuit sub efectul variaţiilor de temperatură ale aerului atmosferic şi ale apei din lac, determinate prin măsurări în natură.

Se deduc expresiile temperaturilor de calcul în ipoteza repartiţiei liniare într-o secţiune oarecare de beton şi se examinează efectul defazării oscilaţiilor asupra mărimii cifrelor de calcul.

D. Anastasescu şi *I. Munteanu.* Efectul variaţiei de temperatură şi al deplasării reazemelor în calculul cadrelor spaţiale

Se prezintă modul de determinare a eforturilor ce apar în cadrele spaţiale datorită atît variaţiei de temperatură, cît şi tasării reazemelor. Se aplică metoda deplasării cu rezolvarea iterativă a ecuaţiilor de condiţie. Pe baza exemplelor practice de calcul, care însoţesc lucrarea, se prezintă diferenţele ce rezultă între eforturile din structură în ipoteza de calcul spaţială şi cea plană.

I. Appellauer şi *E. Cuteanu.* Contribuţie la problema rezemării intermediare a barelor cu pereţi subţiri

În lucrare se determină formula de calcul pentru forţa de fixare a unui stîlp de cadru rezemat intermediar în planul longitudinal structurii şi solicitat la compresiune excentrică în planul transversal. În continuare se prezintă verificarea stîlpului, atît cu o formulă exactă, cît şi cu o formulă aproximativă.

V. Petcu. Calculul plastic al plăcilor dreptunghiulare de beton armat rezemate pe trei laturi, solicitate de încărcări uniform distribuite

În lucrare se foloseşte criteriul redistribuţiei minime pentru determinarea momentelor şi a coeficienţilor de redistribuţie ai plăcilor dreptunghiulare de beton armat, rezemate pe trei laturi şi libere pe a patra latură, solicitate de încărcări permanente şi temporare uniform distribuite pe toată suprafaţa lor.

L. Librescu. Asupra teoriei învelitorilor şi plăcilor elastice anizotrope

În această lucrare se dezvoltă o teorie a învelitorilor şi plăcilor omogene şi anizotrope, teorie în care se elimină ipoteza Lave-Kirchhoff.

I. Szekeley. Angrenaj cilindroconic cu contact liniar

În lucrare se studiază un angrenaj cilindroconic cu contact liniar format dintr-o roată dinţată conicoevolventică şi o roată cilindrică neevolventică.

Leon Livovschi. Automate finite cu elemente mecanice

În articol se studiază sinteza automatelor finite cu elemente mecanice. Pentru aceasta se aplică metodele algebrice cunoscute [1], [2], [3]. În încheiere se tratează două exemple ilustrative.

Gh. Vasilca, O. Biţă şi *I. Dincă.* Aspecte de uzură şi rodaj la unele structuri eutectice de aluminiu

La cuplurile de frecare care lucrează în condiţiile grele de ungere ale sistemului piston-cilindru predomină uzura de contact şi de coroziune. Se studiază comportarea la uzură şi rodaj în aceste condiţii a trei aliaje eutectice de aluminiu cu siliciu. Pentru determinarea acestei comportări se aplică metoda deductivă, plecînd de la analizarea structurii şi texturii aliajelor, iar rezultatele se verifică experimental. Se constată o bună concordanţă între rezultatele obţinute pe calea studiului deductiv faţă de acelea obţinute experimental.

W. Szablewski. Scurgerile turbulente în dîra surselor termice şi de difuziune

Cu ajutorul teoremei lui Prandtl despre tensiunea de frecare pentru fenomenele turbulenţei libere, se descriu explicit cîmpurile asimptotice ale vitezei, temperaturii şi concentraţiei din dîra plană şi dîra axialsimetrică.

Rezultatele obţinute se compară cu măsurătorile existente.

J. Forste. Mişcarea staţionară a jetului laminar al unui lichid vîscos incompresibil dintr-un orificiu circular într-un semispaţiu la numere reynolds mici

Se consideră scurgerea staţionară a unui lichid vîscos incompresibil dintr-un orificiu circular care se găseşte într-un perete plan infinit. Pentru ecuaţia lui Stokes se formulează problema la limită corespunzătoare scurgerii şi se rezolvă după introducerea unei funcţii de curent.

G. Manolescu. Asupra stabilităţii meniscurilor separînd două faze imiscibile în tuburi cilindrice verticale în condiţii „statice”

Efectuată în vederea elucidării mecanismului dezlocuirii ţiţeiului dintr-un mediu poros de către o fază fluidă mai densă decît el, situată deasupra lui, lucrarea propune, pe baza unei serii de experienţe, un criteriu de stabilitate a meniscurilor respective, exprimat printr-un parametru adimensional supraunitar în condiţii de stabilitate, respectiv subunitar în condiţii de instabilitate.

Studii şi cercetări de energetică şi electrotehnică, Editura Academiei R. P. R., tom. 15, nr. 1, 1965.

D. Grecov şi *I. Iordache.* Determinarea lungimii flăcărilor difuziv turbulente în cazul jeturilor însoţite

În lucrare se prezintă modul de calcul al lungimii flăcărilor difuziv turbulente în cazul jeturilor însoţite, utilizîndu-se în acest scop valorile medii ale parametrilor jetului.

Se prezintă ipotezele de calcul şi se pune în evidenţă influenţa încălzirii fluidului de jet, în cazul arderii, asupra procesului de amestecare.

Formulele stabilite şi prezentate în lucrare permit determinarea lungimii flăcărilor difuziv turbulente, în cazul jeturilor însoţite, pentru anumite rapoarte de viteze.

N. Antonescu şi *I. Rădulescu.* Distanţa de acroşare a frontului de flacără la stabilizare pe grile

Distanţa de acroşare este factorul care caracterizează în mare măsură procesul de stabilizare a flăcărilor pe grile. Existenţa unor distanţe minime de acroşare cînd viteza normală de ardere este maximă aduce elemente noi în aprecierea importanţei energiei furnizate pentru aprindere de către centrele de aprindere din interiorul zonei marginale ale curentului de amestec combustibil.

A. Pavel. Contribuţii la calculul schimbătoarelor de căldură cu strat fluidizat

În prima parte a lucrării se stabilesc metodele de calcul grafic şi analitic al numărului teoretic necesar de secţii în cazul schimbătoarelor termice cu strate fluidizate dispuse în mai multe secţii etajate.

În partea a doua a lucrării, după ce se defineşte indicele de schimb (transfer) de căldură atît pentru agentul de fluidizare, cît şi pentru particulele de purtător de căldură solid, se stabilesc expresiile de calcul pentru diferenţa medie de temperatură corespunzătoare unei secţii reale. Se arată astfel că, în condiţii reale, în stratul fluidizat nu se atinge starea de echilibru termic. Se arată, de asemenea, că valoarea minimă a numărului necesar de secţii corespunde numărului teoretic, numărul real necesar de secţii fiind întotdeauna mai mare decît cel teoretic.

În ultima parte a lucrării se stabileşte o metodă grafică de calcul al numărului real necesar de secţii cu strat fluidizat şi se face o prezentare sistematizată a principalelor concluzii.

Victor Pimsner şi *Călin Adrian Vasilescu.* Probleme ale tipizării agregatelor de supraalimentare ale motoarelor cu aprindere prin compresiune

Lucrarea stabileşte modul de variaţie a presiunii de supraalimentare şi a debitului de aer, ale motoarelor cu aprindere prin compresiune supraalimentate similar geometric, care au însă aceleaşi solicitări termice.

Se constată posibilitatea supraalimentării mai multor tipuri de motoare cu grup turbocompresor şi se elaborează metoda de determinare a performanţelor maşinilor cu palete componente în acest caz, analizîndu-se domeniul admisibil de variaţie a grupului turbocompresor sau al motorului.

Victor Pimsner. Asupra unei metode de determinare a caracteristicii universale a compresorului centrifug

Lucrarea prezintă o metodă de determinare a caracteristicii universale a unui compresor centrifug ale cărui dimensiuni şi performanţe la regim nominal sînt cunoscute. Pe baza interpretării datelor experimentale şi a particularităţilor procesului de lucru se stabilesc mărimile principale care precizează valoarea parametrilor de similitudine şi se stabilesc relaţiile de calcul, a căror precizie este influenţată de gradul în care valorile utilizate reflectă procesul de lucru din compresor.

C. A. Vasilescu şi *V. Pimsner.* Asupra unei condiţii de minim a temperaturii gazelor de ardere la motoarele cu aprindere prin compresiune supraalimentate

Lucrarea analizează existenţa unei valori minime a temperaturii gazelor de ardere în faţa turbinei în funcţie de presiunea de supraalimentare şi de presiunea gazelor de ardere. Acest punct extrem şi factorii care-l influenţează sînt cercetaţi atît pentru gaze perfecte, cît şi pentru gaze reale.

Călin Adrian Vasilescu. Calculul evoluţiei de ardere la motorul cu aprindere prin scînteie cu ajutorul diagramelor termodinamice

Se prezintă o metodă de calcul pe intervale a arderii în motorul cu aprindere prin scînteie, care ţine seamă de comportarea reală a gazelor, de fenomenul de disociere, de arhitectura camerei de ardere, de schimbul de căldură cu pereţii şi presupune viteza frontului de flacără constantă. Calculul se conduce în diagrame entropice pentru amestec proaspăt şi pentru gaze de ardere.

C. Haiduc. Influenţa indicilor tehnico-economici asupra temperaturii optime a apei de alimentare şi a numărului optim de preîncălzitori regenerativi în treapta nucleară a centralelor atomoelectrice combinate cu reactoare cu apă sub presiune

În lucrare se studiază influenţa indicilor tehnico-economici asupra determinării temperaturii optime de preîncălzire regenerativă şi a numărului optim de preîncălzitori regenerativi din treapta nucleară a centralei atomoelectrice combinate, echipată cu reactoare cu apă sub presiune.

Se prezintă rezultatele calculului pentru parametrii $P_0 = 35$ ata, $t_0 = 435$ °C şi $P_c = 0{,}05$ ata şi se compară rezultatele cu datele folosite la o serie de centrale atomoelectrice.

Studii şi cercetări de metalurgie Editura Academiei R.P.R., tom. 10, nr. 1, 1965.

I. Dragomir. Cercetări privind viscozitatea şi conductibilitatea electrică a aliajelor Fe-P în stare lichidă.

Articolul conţine analiza rezultatelor determinării viscozităţii cinematice şi conductivităţii electrice a aliajelor Fe-P în stare lichidă. Conţinutul de fosfor în aliajele studiate a variat în limite largi (de la 0 la 25 %). Determinările au fost efectuate în atmosferă de heliu purificat.

Rezultatele obţinute permit să se tragă concluzia că aliajele Fe-P au în stare lichidă o structură complexă, care variază în funcţie de conţinutul de fosfor. Variaţia viscozităţii cinematice şi a conductivităţii electrice în funcţie de conţinutul de fosfor se află în concordanţă cu diagrama de echilibru Fe-P.

În baza datelor obţinute se poate trage concluzia că în fierul lichid fosforul se află sub forma unor grupări cvasimoleculare de tipul Fe_2P.

N. Sassu. Influenţa conţinutului de siliciu asupra proprietăţilor mecanice, fizice şi structurii cristaline fine ale oţelurilor silicioase supuse tratamentului termomecanic la temperaturi superioare (TTMTS)

Scopul lucrării este de a determina influenţa conţinutului de siliciu asupra proprietăţilor mecanice, fizice şi structurii cristaline fine ale oţelurilor silicioase supuse TTMTS.

S-a stabilit că prin mărirea conţinutului de siliciu în oţel se obţine o considerabilă creştere a proprietăţilor mecanice. Indiferent de conţinutul de siliciu, caracteristicile de rezistenţă sînt mai mari după TTMTS, comparativ cu tratamentul termic obişnuit.

Studiul structurii cristaline fine a oţelurilor silicioase a arătat că prin aplicarea TTMTS se micşorează valoarea domeniului coerent de dispersie (blocurile) şi creşte densitatea dislocaţiei.

Pe baza datelor experimentale s-a stabilit conţinutul optim de siliciu necesar pentru atingerea celor mai înalte proprietăţi mecanice.

F. N. Tavadze, I. A. Bairamasvili, G. V. Tagareisvili şi *D. V. Hantadze.* Dilatarea termică a borului şi efectul volumetric la topirea acestuia

În lucrarea de faţă au fost determinate dilatarea borului la încălzire pînă la temperatura de topire şi modificarea volumului la topirea lui.

Spre deosebire de „semimetale", care se caracterizează printr-o valoare mică a constantei *Gruneisen* (aproximativ 0,02) şi prin micşorarea volumului la topire, borul se topeşte cu creşterea de volum, proprietate caracteristică stării metalice.

Creşterea volumului pînă la temperatura de topire (aproximativ 0,07) corespunde, de asemenea, valorii constantei lui *Gruneisen* pentru metalele tipice (0,06—0,08).

E. Pincovschi şi *I. Maxim.* Cu privire la dezarsenierea piritelor

Arseniul se găseşte în pirite sub formă de sulfoarseniuri, arseniuri şi sulfuri. În procesul prăjirii piritelor, aceşti compuşi se oxidează la trioxid de arsen volatil, care, în prezenţa oxidului feric, poate trece, în anumite condiţii, în arseniat de fier nevolatil.

Rezultatele obţinute arată că în cazul prăjirii piritelor în strat fluidizat, formarea arseniatului de fier poate fi evitată fie prin realizarea unei atmosfere, practic, lipsite de oxigen, fie prin conducerea procesului la o temperatură superioară domeniului de stabilitate a arseniatului de fier.

E. Pincovschi şi *Ana Zaharia.* Dispozitiv pentru studiul cineticii proceselor eterogene de tipul solid-gaz

Reacţiile eterogene de tipul solid-gaz se caracterizează, în general, prin aceea că unul dintre produşii de reacţie finali se află în faza gazoasă. Acest lucru face posibilă caracterizarea cineticii globale a procesului pe baza evoluţiei componentului gazos, care permite determinarea atît a variaţiei randamentului, cît şi a vitezei de reacţie, în funcţie de timp.

În cazul proceselor care decurg dintr-un interval de timp relativ scurt (de ordinul secundelor sau zecilor de secunde), procedeele discontinue devin inutilizabile pentru determinarea curbelor cinetice. În acest scop, autorii propun un dispozitiv care permite înregistrarea simultană şi continuă a ambelor curbe. Dispozitivul este format dintr-un traductor de conductivitate electrică pentru înregistrarea randamentului (curba integrală) şi un traductor de conductivitate termică pentru înregistrarea vitezei de reacţie (curba diferenţială).

Dispozitivul realizat are o construcţie relativ simplă şi robustă, permiţînd efectuarea determinărilor în serie.

V. A. Mcedlişvili şi *S. M. Mikiaşvili.* Influenţa superficială a topiturilor de oxizi asupra proceselor de dezoxidare a oţelului

Scopul prezentei lucrări este să determine adeziunea fierului lichid relativ pur şi cu un conţinut de 0,023 % oxigen, şi a oţelurilor faţă de compuşi duri din sistemul binar Al_2O_3—SiO_2 şi faţă de incluziunile de oxizi, care se formează în sistem la dezoxidare cu aliaje de siliciu, aluminiu şi mangan. Se face, de asemenea, încercarea de a determina tensiunea interfazică la limita metalului cu aceste faze şi de a aprecia calitativ capacitatea de îndepărtare din oţel a produselor reacţiilor de dezoxidare în legătură cu proprietăţile lor superficiale.

I. Huber-Panu. Asupra cineticii flotaţiei cu aer degajat din soluţie

Se stabilesc ecuaţiile extracţiei de substanţă utilă şi vitezei de flotaţie în funcţie de timp pentru flotaţia cu aer degajat din soluţie. Folosind aceste ecuaţii şi rezultatele experienţelor executate se constată, printre altele, că viteza de flotaţie cu aer degajat din soluţie e mai mare decît viteza flotaţiei obişnuite şi că raportul dintre aceste viteze are o valoare foarte ridicată în cazul materialelor foarte fine, ceea ce arată că pentru tratarea acestor materiale flotaţia cu aer degajat din soluţie prezintă un deosebit interes.

Anatolie Pavel Bodiu. Influenţa pH-ului asupra cineticii dizolvării Au în soluţii de cianură

Studiul naturii redox a reacţiei lui Bodlaender dă posibilitatea să se constate că la procesul de dizolvare a aurului în soluţii de cianură participă în egală măsură metalul, ionii de CN^- şi oxigenul activ (acceptor de electroni).

Asupra celor doi factori ce determină desfăşurarea reacţiei (cianura activă şi oxigenul activ), pH-ul mediului are o acţiune contradictorie. În timp ce ridicarea pH-ului manifestă o acţiune defavorabilă asupra concentraţiei oxigenului activ, ea are o acţiune favorabilă asupra concentraţiei cianurii active.

Existenţa valorilor limită ale concentraţiilor celor doi factori de influenţă presupune necesitatea găsirii unei valori limită şi pentru pH-ul mediului.

O. Bolgiu şi *A. Dumitrescu.* Modificările sulfurilor de fier şi ale calcopiritei în timpul încălzirii lor şi posibilităţi de a stabili unele corelaţii cu dilataţia metalelor corespunzătoare

Se tratează curbele de dilataţie globală ale sulfurilor de fier şi calcopiritei. Se constată că temperaturile de transformare ale sulfurilor coincid cu cele de schimbare a coeficienţilor de dilataţie reticulată sau globală ai fierului sau cuprului. Se deduce că temperaturile de transformare sînt legate de atomi metalici, care determină schimbările de structură. Este semnalată apariţia pirotinei ca fază intermediară în procesul de oxidare a calcopiritei.

Se confirmă că în oxidarea sulfurilor, oxizii se formează primar, iar sulfaţii iau naştere, în anumite condiţii, secundar, pe seama oxizilor.

Al. Braniski. Studiul spectrofotometric în infraroşu al hidratării aluminaţilor monocalcic, monostronţic şi monobaric şi a cimenturilor silicatice de calciu, stronţiu şi bariu

După o scurtă introducere în problema cercetărilor paralele asupra cimenturilor alcalino-pămîntoase şi a constituenţilor lor, se arată valoroasa contribuţie adusă de curînd în chimia cimenturilor de cercetările spectroscopice în infraroşu.

Se realizează şi se interpretează 24 de spectre în infraroşu asupra aluminaţilor monocalcic, monostronţic şi monobaric şi trei cimenturi silicatice alcalino-pămîntoase, înainte şi după hidratare (timp de o oră, 1 zi şi 7 zile, respectiv 28 zile).

Din progresivele fenomene de legare a apei şi a evoluţiei continue a carbonatării aluminaţilor monobazici, alcalino-pămîntoşi şi cimenturilor silicatice de calciu, stronţiu şi bariu se trag importante concluzii asupra întăririi cimenturilor.

N. Pascu, R. Ripan şi *F. Buţurcă.* Determinarea timpului de sfărîmare şi de flotare a minereului aurifer de la Roşia Montană, a repartiţiei aurului în masa de tulbureală şi a pierderilor de aur în steril final cu ajutorul aurului radioactiv 198

Cu ajutorul aurului radioactiv 198 s-a marcat fluxul tehnologic al uzinei de preparare a minereului aurifer, determinîndu-se radiometric pe probele recoltate următorii parametrii : timpul de măcinare, viteza de trecere a minereului prin moară şi clasor, timpul de flotare, repartiţia aurului în masa de tulbureală şi pierderile de aur în steril final.

F. Bär ş. a. **Sudarea metalelor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 560 pag., 452 fig.

Lucrarea prezintă fenomenele fundamentale care au loc în timpul sudării şi stadiul actual al tehnicii în acest domeniu. Este compusă din nouă capitole.

Capitolul I se ocupă de metalurgia şi tehnologia sudării electrice prin topire. O primă grupă dintre problemele tratate are caracter introductiv : clasificarea şi descrierea procedeelor de sudare, caracteristicile fizico-chimice ale arcului electric, materiale pentru sudarea electrică prin topire etc. Cu acest prilej se examinează procesul de formare a cusăturii şi se precizează compoziţia şi proprietăţile electrozilor, învelişurilor şi fluxurilor pentru sudare. În continuare se trece la tehnologia sudării diferitelor materiale: oţel carbon, oţel aliat, fontă, metale şi aliaje neferoase. Se insistă, îndeosebi asupra procedeelor moderne, cum sînt sudarea oţelurilor carbon în mediu de bioxid de carbon şi în baie de zgură, sudarea oţelurilor aliate în mediu de gaze inerte. Un paragraf special este rezervat sudării cu jet de plasmă şi de electroni, după care se analizează defectele ce pot apărea la îmbinările sudate electric şi preţul de cost al sudării.

Capitolul 2 este consacrat sudării cu gaze. Se prezintă mai întîi gazele combustibile, modul de obţinere, depozitare şi distribuire a oxigenului, caracteristicile flăcărilor şi suflaiurilor. Tehnologia de sudare oxiacetilenică este descrisă în conformitate cu materialele la care se aplică acest procedeu. Ca şi în cazul sudării electrice, în partea finală se abordează probleme de ordin calitativ şi economic.

După ce în capitolul 3 se tratează pe scurt despre lipire, în capitolul 4 se examinează sudarea prin presiune. Principiile şi procedeele acestui tip de sudare sînt urmate de sudarea prin presiune la rece. O mare pondere este dată sudării electrice prin presiune, diferitele variante fiind amplu detaliate. Citâm, de exemplu, sudarea în capete în stare solidă, sudarea prin topire intermediară, sudarea prin puncte etc. (parametrii procesului, diagrame schematice, defecte). În capitol este inclusă şi analiza particularităţilor de sudare ale unor metale şi aliaje, cum şi tehnologia sudării diferitelor piese.

In capitolul 5 se dezvoltă problemele tensiunilor remanente. Astfel, se elucidează mecanismul de formare şi caracteristicile acestor tensiuni şi apoi se prezintă metodele de evidenţiere. Influenţa tensiunilor remanente asupra construcţiilor sudate este completată în finalul capitolului cu procedeele de înlăturare.

În capitolul 6 se trece la utilaje pentru sudare şi lipire. Se studiază mai întîi arcul electric de sudare, cu precizarea condiţiilor impuse sursei de alimentare. Pe baza acestor condiţii sînt descrise în continuare sursele de curent alternativ (transformatoare, convertizoare, utilaje auxiliare pentru îmbunătăţirea stabilităţii arcului) şi continuu (generatoare şi redresoare). Un loc aparte îl deţin automatele pentru sudarea cu arc electric şi utilajele pentru sudarea în baie de zgură topită. Pe lîngă utilajele pentru sudarea electrică prin presiune, tratate pe larg, mai sînt citate unele maşini speciale: pentru sudarea cu fascicule de electroni în vid, cu ultrasunete, cu curenţi de înaltă frecvenţă etc.

Capitolele 7 şi 8 se referă la alte operaţii care se execută cu utilaje de sudare: tăierea cu gaze şi, respectiv, depuneri metalice. Dintre problemele mai interesante abordate reţinem procedeele speciale de tăiere (de exemplu, rabotarea cu oxigen), tăierea cu jet de plasmă, procedeele de obţinere a straturilor dure, acoperirea prin pulverizare.

Capitolul 9 prezintă mecanizarea şi automatizarea sudării în atelier. În primul rînd se menţionează operaţiile care se pretează a fi mecanizate sau automatizate şi utilajele necesare, inclusiv cele auxiliare (manipulatoare, utilaje pentru poziţie şi rotire, răsturnătoare şi standuri cu role). După instalaţiile complexe de montare şi sudare se examinează aplicaţiile mecanizării şi automatizării sudării, în final fiind luate în considerare încărcarea pieselor prin sudare şi liniile tehnologice pentru ansambluri sudate cu grad ridicat de automatizare.

Lucrarea constituie un preţios îndrumar în domeniul sudării, în legătura cu care literatura noastră tehnică este relativ săracă. Lucrarea este utilă cadrelor tehnico-inginereşti de specialitate, datorită numeroaselor date practice, metode şi utilaje aplicate pe plan mondial, pe care le încorporează, ca şi bibliografiei anexate la fiecare capitol.

V. Bunescu, V. Ionescu, R. Soseanu şi Gh. Vasilescu. **Raţionalizarea calculelor în proiectarea maşinilor.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 496 pag.

Lucrarea tratează calculul de proiectare a organelor reprezentative folosite în construcţia de maşini, în cadrul a 12 capitole. Materialul este sistematizat în formulare practice care cuprind schema de calcul, datele iniţiale, relaţiile necesare organizate în succesiune logică, tabele ajutătoare şi date constructive.

Capitolul 1 prezintă o serie de nomograme cu aplicabilitate largă în proiectare, însoţite de exemple de utilizare a fiecăreia. Capitolul 2 se ocupă de principalele îmbinări întîlnite în construcţia de maşini. În primul rînd sînt luate în considerare îmbinările cu şurub, pentru care se studiază diferite cazuri de încărcare, cu variantele de calcul impuse de soluţiile constructive. În continuare se elaborează calculul îmbinărilor cu pene şi cu ştifturi şi apoi — calculul îmbinărilor canelate, o atenţie specială fiind acordată îmbinărilor canelate cu profil în evolventă.

În capitolul 3 (arbori) se examinează mai întîi calculul simplificat la încovoiere şi răsucire şi calculul la oboseală. Pentru arborii solicitaţi numai la răsucire se prezintă şi o nomogramă care permite determinarea directă a efortului unitar şi a unghiului de răsucire. Un alt procedeu expeditiv este calculul tabelar al arborilor în funcţie de momentul încovoietor şi momentul de răsucire, după care se tratează calculul la rigiditate. Capitolul cuprinde şi stabilirea momentelor de inerţie şi a modulelor de rezistenţă în cazul secţiunilor combinate, precum şi calculul coordonatelor centrului geometric la roţi sau arbori.

Capitolul 4 abordează problemele rulmenţilor. Determinarea sarcinilor din lagărele cu rulmenţi este efectuată pentru numeroase scheme folosite la sprijinirea arborilor diferitelor tipuri de angrenaje: cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi, cu dinţi în V, conice, melcate etc. Paragrafele următoare se referă la metodele de alegere a rulmenţilor STAS, GOST şi SKF, un loc aparte fiind deţinut de rulmenţii care lucrează la sarcini şi turaţii variabile.

După lagărele de alunecare radiale şi axiale (capitolul 5), se trece la arcuri (capitolul 6). Calculul arcurilor cilindrice elicoidale de compresiune cu secţiune rotundă, care porneşte de la alegerea diagramei caracteristice şi a diametrului mediu, este întregit prin utilizarea a două nomograme care permit o determinare mai rapidă a elementelor geometrice şi oferă o privire de ansamblu asupra parametrilor fundamentali; un formular special este întocmit în cazul arcurilor care rezultă în urma unui releveu. În mod asemănător este dezvoltat calculul arcurilor cilindrice elicoidale de tracţiune cu secţiune rotundă, cu şi fără pretensionare. Capitolul mai cuprinde calculul arcurilor cilindrice elicoidale de torsiune şi al arcurilor-disc.

Capitolele 7 şi 8 sînt consacrate transmisiilor prin curele şi, respectiv, transmisiilor prin lanţuri. În primul caz expunerea este diferenţială după tipul curelelor utilizate-late şi trapezoidale, în cel de-al doilea caz sînt demne de relevat datele de proiectare pentru lanţuri cu dinţi, cu bucşe, precum şi bucşe şi role, completate cu calculul elementelor geometrice ale danturii roţilor pentru lanţuri.

Capitolul 9 se ocupă de mecanismele cu clichet, iar capitolul 10 — de angrenaje (cilindrice, conice şi melcate). O amploare mare acuză angrenajele cilindrice exterioare cu axe paralele, al căror calcul este elaborat atît în situaţia profilului danturii nedeplasat, cît şi a deplasării unghiulare sau în înălţime a profilului danturii. Cu acest prilej se dau numeroase indicaţii şi valori practice privind clasele de precizie şi toleranţele pentru diferite criterii funcţionale, în conformitate cu prescripţiile standardelor româneşti şi sovietice; de asemenea se fac aplicaţii cu largă răspîndire în construcţia de maşini.

În capitolul 11 se ia în discuţie problema rugozităţii suprafeţelor organelor de maşini. Fără a avea ca obiectiv fundamentarea teoretică a acestei probleme, materialul prezentat serveşte ca îndreptar în alegerea cu uşurinţă a valorilor corecte ale rugozităţii, corespunzătoare unui ridicat nivel calitativ al poduselor.

Pe aceeaşi idee este axat conţinutul capitolului 12 — abateri de formă şi poziţie. Pe lîngă indicaţii generale, privind alegerea şi prescrierea abaterilor pe desene, se precizează modul de calcul al toleranţelor de necoaxialitate ale unor îmbinări în două trepte, cu exemple numerice.

Bazată pe experienţa unor institute de proiectări şi uzine din ţara noastră şi din străinătate, lucrarea aduce un aport substanţial în domeniul sistematizării şi raţionalizării calculelor de proiectare a maşinilor, încorporînd metode moderne de calcul, informaţii şi date practice multilaterale, exemple ilustrative de aplicaţii numerice şi de desene de execuţie. Forma concisă a formularelor prezentate, corelată cu nivelul tehnico-ştiinţific corespunzător, conferă calculului operativitate şi precizie sporită. Lucrarea este utilă inginerilor şi tehnicienilor din uzine şi institute de proiectări, studenţilor din facultăţi şi secţii de specialitate.

J. A. Rogers şi R. C. Brewer. **Defectele pieselor turnate din oţel pentru presiuni şi temperaturi înalte.** Londra, The Institution of Mechanical Engineers-Proceedings, 1964/1965, volumul **179**, partea I, nr. 2.

În ultimii 25 ani, nevoile de energie electrică crescînde au condus la construcţia turbinelor de puteri depăşind 500 MW şi cu parametrii de lucru ridicaţi pentru aburul folosit. Acest aspect implică folosirea unor piese turnate din oţel pentru carcasele turbinelor, de calitate superioară.

La turnarea acestor piese nu se pot elimina totdeauna defectele care, conform statisticilor, apar în timpul prelucrării la 29% din piesele realizate. Faţă de importanţa pieselor considerate, autorii analizează posibilităţile eliminării defectelor, economisind-se astfel atît bani cît şi timp. În acest scop, autorii au întocmit un studiu care cuprinde următoarele aspecte:

— stabilirea defectelor de turnare ale carcaselor de turbine şi care sînt descoperite după ce piesele au părăsit turnătoria;

— precizarea părţilor de carcase de turbine la care apar defecte în mod frecvent;

— determinarea naturii cauzelor şi locului unde apar defectele;

— determinarea posibilităţilor de eliminare a defectelor prin modificarea proiectelor, tehnologiei etc., cu reducerea în acelaşi timp a costului turnării;

— examinarea posibilităţii de depistare a defectelor în turnătorie şi eliminarea lor înainte de prelucrarea pieselor.

Studiul cuprinde un itinerar tehnologic al procesului eliminării defectelor prin sudare, analizînd şi defectele care sînt clasate în cinci grupe: retasuri care se formează în timpul solidificării; crăpături ce apar în timpul răcirii; crăpături ce apar sub temperatura de solidificare; porozităţi (foarte frecvente) şi cruste dure la suprafaţă.

Pentru detectarea defectelor, „The British Electrical and Allied Manufacturers' Association" a publicat un normativ pentru controlul, încercarea şi eliminarea defectelor carcaselor turnate ale turbinelor. Principalele metode folosite sînt: defectoscopia magnetică; folosirea unui penetrant; decaparea acidă; radiografia; ultrasunetele şi încercarea la presiune.

Autorii consideră că aceste metode nu sînt suficiente şi recomandă folosirea în turnătoriile de oţel fie a unui accelerator liniar, fie a unui betatron.

Lucrarea prezintă date interesante, ţinînd seama de programul de dezvoltare a construcţiilor turbinelor cu abur la U.C.M.-Reşiţa în vederea dotării sistemului energetic în cadrul planului de electrificare a ţării în perioada 1966—1975.

Cronică

Sesiunea tehnico-ştiinţifică a Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România şi a Ministrului Transporturilor şi Telecomunicaţiilor pentru probleme privind mecanizarea operaţiilor de încărcare-descărcare în procesul de transport, pe linia aplicării tehnicii noi

Între 26 şi 28 iunie a.c. s-a ţinut la Constanţa o sesiune tehnico-ştiinţifică organizată de Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor şi Ministerul Transporturilor şi Telecomunicaţiilor, avînd ca invitaţi şi participanţi toate organele de specialitate ale celorlalte departamente şi ministere.

În cadrul sesiunii au fost prezentate un număr de 17 referate care au arătat preocupările şi realizările inginerilor şi tehnicienilor din sectorul de transporturi şi din alte ramuri ale industriei (siderurgie, industria forestieră, industria construcţiilor, energetică, industria alimentară etc.), privind mecanizarea operaţiilor de încărcare, transport şi descărcare a unor mărfuri, materiale, piese etc., care necesită un mare volum de muncă fizică.

La sesiune au participat din partea C.N.I.T. tov. ing. *Oliviu Russu*, vicepreşedinte al C.N.I.T. şi ing. Bălănescu, adjunct al ministrului Transporturilor şi Telecomunicaţiilor, directori generali, directori tehnici din diverse ministere, specialişti în probleme de mecanizarea transporturilor din diverse institute de proiectare din ţară, ingineri proiectanţi etc.

Programul sesiunii a conţinut, pe lîngă referatele prezentate, şi un bogat material documentar, care a fost prezentat participanţilor şi care a constat din filme tehnice documentare realizate în colaborare cu alte state (R. D. G., R. P. Polonă, U.R.S.S. etc.), vizitarea instalaţiilor de transport din portul Constanţa etc.

Referatele prezentate, susţinute prin planşe şi diafilme, au dezbătut probleme interesante:

Sisteme noi de transport, care asigură mecanizarea operaţiilor de încărcare-descărcare (paletizare, conteinerizare etc.) prezentat de ing. *M. Dejla*, de la Institutul de cercetări al M.T.Tc., a arătat cerinţele de bază pentru executarea unui transport de calitate, metodele care satisfac aceste cerinţe şi asigură mecanizarea operaţiilor de încărcare-descărcare a mărfurilor şi, în special, paletizarea şi conteinerizarea folosită în practica transporturilor.

Unele principii privind alegerea utilajelor de mecanizare, prezentat de ing. *S. Raicu*, asistent la Institutul politehnic „Gh. Gheorghiu-Dej din Bucureşti, a tratat unele aspecte ridicate de metodologia de stabilire a utilajelor optime de mecanizare a manipulării mărfurilor.

Influenţa mecanizării operaţiilor de încărcare, descărcare asupra indicatorilor de folosire a mijloacelor de transport feroviare, prezentat de ing. *Gănescu*, de la Direcţia generală a Căilor ferate, a prezentat eficienţa diverselor utilaje de mecanizare asupra indicatorilor de utilizare a materialului rulant, evoluţia timpului de încărcare-descărcare a vagonului în perioada 1955—1964 ca indicator ce exprimă influenţa introducerii mecanizării în manipularea mărfurilor la transport.

În referatul Mecanizarea manipulării coletăriei pe Direcţia regională a Căilor ferate din Braşov, ing. *Stoian*, a făcut o analiză tehnico-economică asupra influenţei mecanizării în staţionarea mijloacelor de transport feroviare şi rutiere.

Maşini şi instalaţii folosite la încărcarea materialului lemnos în vagoane de cale ferată, prezentat de ing. *D. Tertecel*, candidat în ştiinţe tehnice, de la Ministerul Economiei Forestiere, a expus condiţiile specifice din cadrul ramurii de activitate, volumul şi gradul de mecanizare a lucrărilor de încărcare, indicîndu-se pe scurt utilajele folosite la încărcarea materialului lemnos în vagoane. În continuare, s-au analizat posibilităţile de creştere a gradului de mecanizare pentru aceste materiale şi măsurile tehnico-organizatorice ce trebuie luate în vederea ridicării eficacităţii economice a mecanizării.

Utilizarea culbutoarelor pentru descărcarea vagoanelor în industria siderurgică, referat susţinut de ing. *A. Voicu* de la IPROMET, a suscitat interesul mai multor departamente în care aplicarea procedeului ar putea reduce cu mult timpul de staţionare la descărcarea vagoanelor. S-a precizat, în referat, că soluţia a fost aplicată la Combinatul siderurgic „Gh. Gheorghiu-Dej" din Galaţi şi s-au dat unele indicaţii de scheme şi instalaţii de descărcare cu aplicaţii ale culbutoarelor funcţie de diverse condiţii tehnico-economice.

Transportul şi manipularea pieselor grele şi negabaritice, referat prezentat şi susţinut de ing. *C. Cazaban*, de la Institutul de proiectări al transporturilor, a cuprins soluţii ingenioase ce dovedesc o serioasă preocupare a cadrelor inginereşti pentru soluţionarea transportului unor piese şi agregate de mare tonaj şi de mare volum, destinate marilor centrale termoelectrice, combinate siderurgice, chimice etc.

Referatul a prezentat aspecte tehnice şi economice privind utilajul de transport feroviar şi rutier necesar în situaţia actuală de dezvoltare a industriei noastre şi necesitatea înzestrării furnizorilor şi beneficiarilor cu instalaţii corespunzătoare de ridicat, precum şi coordonarea problemei de către un singur organ specializat, care nu poate fi decît Ministerul Transporturilor şi Telecomunicaţiilor.

Tendinţe în mecanizarea încărcărilor şi descărcărilor în transportul auto reprezintă referatul susţinut de ing. *D. Bogdan*, de la D.G.T.A., în care s-au expus avantajele mecanizării încărcării şi descărcării de mărfuri şi tendinţele de mecanizare pentru principalele mărfuri transportate cu mijloace auto.

Mecanizarea încărcării şi descărcării materialului lemnos la mijloacele de transport auto a format subiectul referatului prezentat de ing. *E. Tatomir*, din Ministerul Economiei Forestiere, în care s-au arătat utilajele şi instalaţiile folosite, cele în curs de experimentare şi asimilare, indicatorii realizaţi şi perspectivele acestora.

Utilaje, instalaţii şi dispozitive pentru mecanizarea operaţiilor de manipulare în portul Constanţa, referat prezentat de ing. *P. Ivanov*, ing. şef al D.R.N.C. Constanţa, sub forma unei interesante şi instructive monografii a dezvoltării mecanizării în portul Constanţa. Referatul a fost urmat de vizitarea portului şi de indicarea lucrărilor de dezvoltare a acestuia în condiţiile extinderii şi modernizării proiectate.

Transportul naval şi manipularea unor piese grele, lucrare prezentată de ing. *M. Sebeşan*, de la Institutul de proiectări T. Tc. a arătat modul de soluţionare a transportului a unor piese grele şi negabaritice de circa 200 t/buc. necesare Combinatului siderurgic Gh. Gheorghiu-Dej de la Galaţi, care a dus la o importantă economie de fonduri valutare prin folosirea unui cargou fabricat în Republica Socialistă România, şi a două macarale plutitoare de cîte 100 t fiecare, care au lucrat în paralel.

Mecanizarea operaţiilor de încărcare şi descărcare a materialelor necoezive, în şi din mijloace de transport, de ing. *M. Stircescu*, din cadrul Ministerului Industriei Construcţiilor, a pus un accent deosebit pe soluţiile tehnice adoptate la depozitarea şi transportul agregatelor din principalele balastiere republicane (Sebeş-Olt, Doaga, Ioneşti, Găeşti şi Slătioara), s-au indicat soluţiile ce se vor adopta la cea mai modernă balastieră din ţară (Pufeşti-Pădureni) şi s-au ilustrat prin cifre soluţionările optime propuse a fi adoptate.

Aspecte ale specializării vagoanelor pentru transportul cimentului în vrac, referat susţinut de ing. *V. Goran*, din partea INCERC a analizat pe baza datelor statistice situaţia transportului cimentului în vagoane specializate, dotate cu recipiente pneumatice de tip Zev.

Au fost scoase în evidenţă cauzele care influenţează durata ciclului în cei trei timpi : la încărcare în fabrică, la descărcare pe şantiere şi la transport, făcîndu-se propuneri pentru îmbunătăţirea şi extinderea sistemului, arătîndu-se avantajele economice respective.

Aspecte privind mecanizarea descărcării cărbunelui la centralele termoelectrice, de ing. Şt Vîrgolici din cadrul M.M.E.E., a precizat că creşterea volumului de cărbuni transportaţi pe măsura dezvoltării reţelei de termocentrale duce la necesitatea găsirii unor scheme şi soluţii optime pentru rezolvarea tuturor implicaţiilor ; s-au arătat măsurile luate cum şi cele ce vor trebui să fie aplicate în viitor în scopul mecanizării integrale a operaţiilor de încărcare şi descărcare a combustibililor respectivi.

În continuare au fost prezentate şi alte referate din care se aminteşte cel al Ministerului Industriei Alimentare privind mecanizarea sfeclei de zahăr în centrele de recepţionare şi la fabricile de zahăr, arătîndu-se că volumul anual de sfeclă manipulată depăşeşte cantitatea de 3 000 000 t, un referat privind concentrarea mărfurilor într-un număr restrîns de staţii C.F.R. dotate cu mijloace mecanizate şi un alt referat privind amenajarea unor depozite de mărfuri în hale universale, tipizate de Institutul de proiectări tip, referate care au stîrnit interesul celor prezentaţi.

În cadrul sesiunii s-a ajuns la concluzia că este necesar ca eforturile tuturor cadrelor tehnice şi inginereşti ce lucrează pe linia mecanizării să fie coordonate şi corelate, iar experienţa acumulată să fie împărtăşită şi împrumutată.

Ca o primă măsură urmează a se edita o culegere a referatelor prezentate, care să fie pusă la dispoziţia tuturor ministerelor interesate, urmînd ca o parte din cele expuse să fie aduse la îndeplinire cu sprijinul nemijlocit al industriei constructoare de maşini şi al tuturor departamentelor şi ministerelor ca beneficiare, acţiunea de coordonator pe ramură avînd-o Ministerul Transporturilor şi Telecomunicaţiilor, care a organizat această interesantă sesiune

---

Revista Revistelor

ATA (Giornale ed atti della "Associazione Tecnica dell'Automobile) nr. 1/1965 : *Fogg, A.* — Determinarea rezistenţei aerodinamice şi a rezistenţei la rulaj a autovehiculului ; *Doniselli, C.* — Corecţia barometrică a raportului combustibil-aer la motoarele Otto cu injecţie de combustibil ; *Orlandi, A.* — Asupra coeficientului de frecare a garniturilor de frînă ; *Cattaneo, A.* — Normalizarea şi reglementarea internaţională a sectorului automobilistic ; *Japelle, D.* — Posibilităţile şi restricţiile de circulaţie în Roma antică ; Accidentele de cale nu cresc în aceeaşi proporţie cu viteza de deplasare ; — Adunarea generală ATA. **Nr. 2/1965** : *Chiesa, A.* — Diferenţa de solicitare la vibraţii între pneurile cu inserţii radiale şi cele cu inserţii încrucişate ; *Mazzuolo, G.* — Despre şocul frontal la un autovehicul ; *Ferris, E. A.* — Roata liberă în industria automobilelor şi cea mecanică (proiectare şi aplicaţii) ; *Zocchi, C.* — Conferinţa internaţională în legătură cu examenul de conducere, pentru prima dată în Italia ; — Diamantele în agricultură : o nouă serie de tractoare agricole. **Nr. 3/1965** : *Kuhn, P. H.* — Proiectarea autovehiculelor fără întreţinere ; — Paradoxuri asupra siguranţei traficului ; *Dorigo, G.* — Transformatoare hidrodinamice de cuplu ; *Ghilardi, F. G.* — Evaluarea cuplului arbore-cuzinet pentru motoarele cu ardere internă ; *Heinen, M.C.* — Analizele de preţ din punctul de vedere al tehnicităţii materialului ; — Al 15-lea Concurs internaţional în legătură cu posibilităţile de deplasare în timpul iernii. **Nr. 4/1965** : *Kondo, M.* şi *Otake, K.* — — Cercetări teoretice şi experimentale asupra virajului unui autovehicul realizat cu rază şi viteză constantă ; *Dorigo, G.* — Transformatoare de cuplu hidrodinamice ; *Toti, G.* — Influenţa rezistenţelor aerodinamice (în aer nemişcat) asupra stabilităţii mişcării şi asupra comportării vehiculului în mişcare rectilinie şi în viraj ; *Weber, G.W.* — Acţiunile actuale pentru asigurare în viitor. **Nr. 5/1965** : *Persia, M.* şi *Faraggiana, G.* — Tendinţele prezente şi viitoare în construcţia vehiculelor industriale europene ; *Mazzuollo, G.* — Distribuţia maselor componente ale automobilului şi siguranţa la ciocnire ; *Schmid, C.* — O mai mare siguranţă în exploatare prin ameliorarea proiectării ; — Prezentarea ,,Caroseria italiană 1965". **Nr. 6/1965** : *Andriano, M.* — Incercarea unei frîne dinamometrice cu control electronic ; *Vigier, M.* — Interpretarea încercărilor la oboseală cu ajutorul tehnicii asigurării ; *Capetti, A.* — Indicii de adaptare ai motoarelor cu ardere internă ; *Russo-Fratassi, A.* — Considerații asupra unui model pentru traficul urban ; *Horner, C. E.* — Analiza de preț din punctul de vedere al programării produsului ; *Cattaneo, A.* — Amintiri despre autostrăzi : după 28 ani ; — — Unele sfaturi pentru mărirea randamentului reuniunilor tehnice. **Nr. 7/1965** : *Antonelli, E.* — Aparataj pentru încercarea motoarelor de autovehicule în regim variabil ; *Ioniselli, C.* — Aprecierea proprietăților antidetonante ale benzinelor cu ajutorul unui nou motor cu raport de compresiune variabil ; *Mazzuolo, G.* — Contribuții la realizarea siguranței la șoc în cadrul proiectării caroseriei unui autovehicul.

Traktorî i selhozmașinî, nr. 7/1965: *Korbut, V. A.* — Universalizarea și unificarea mașinilor agricole ; *Kaviarov, I. S.*, *Pozen, B. M.* și *Samatov, Iu. I.* — Problema unificării tractoarelor cu roți și șenile cu destinație industrială ; *Katerli, V. V.* — Asupra determinării eficienței economice a tractorului T—125 ; *Velicikin, I. N.*, *Smirnov, G. A.* și *Nezelenov, Iu. V.* — Ridicarea capacității de exploatare și a eficienței sistemelor de filtrare a uleiului la motoarele de tractor ; *Guterman, I. I.*, *Filimonov, A. I.* și *Saanov, A. I.* — Echilibrarea motorului Diesel cu doi cilindri D 21 ; *Micikin , I. A.* — Proiectarea orificiilor pulverizatoarelor ; *Kalianov, F. V.* și *Bogomolov, Iu. A.* — Aparat pentru determinarea indicilor tehnico-economici ai agregatelor de tractor ; *Kobrin, M. M.*, *Zaks, M. N.* și *Belocurov, V. N.* — Studiul elementelor cadrului remorcilor agricole ; *Niclaev, G. A.* — Asupra sistemului de mașini pentru mecanizarea complexă a agriculturii în 1966—1970 ; *Nikiforov, P. E.* — Pluguri pentru arătură rapidă ; *Kușmarev, A. S.* și *Dațenko, N. V.* — Asupra determinării experimentale a duratei de lovire a tijelor elastice de bulgării de pămînt ; *Skuratovskii, M. P.* — Studiul rezistențelor la înaintare ale mașinilor agrosilvice suspendate ; *Solomin, A. N.* — Studiul procesului de alimentare la instalațiile cu rotor ; *Varlomov , G. P.* — Rezultatele încercărilor mașinilor pentru împrăștierea îngrășămintelor organice ; *Ciugunov, A. I.* — Studiul funcționării instalației de treierare a combinei Sk-4 la recoltarea leguminoaselor furajere ; *Bok, N. B.* — Determinarea parametrilor fundamentali ai frezelor de teren ; *Turovskii, B. I.* — Studiul lanțurilor de alimentare ale combinelor pentru recoltarea porumbului ; *Drevetniak, P.P.*, *Korotkov, A. G.*, *Toropov, A. I.* și *Baranova, N. B.* — Rezistența la oboseală a arborilor cotiți turnați ai motorului Diesel SMD-14 ; *Basin, V. S.* și *Kraevoi, V. A.* — Utilizarea radiografiei pentru studiul procesului de lucru al aparatelor pentru semănarea de precizie ; *Vasilkovskii, S. M.* și *Grigoriev, A. N.* — Studiul energetic al agregatelor de semănat ; *Kovalev, Iu. N.* și *Baranovskii, N. V.* — Studiul transmiterii căldurii la schimbătoarele lamelare ; *Nedașkovskii, A. N.* — Scarificator R. N. - 60 ; *Gubarev, M. I.*, *Naghirnîi, Iu. P.* și *Sudit, J. M.* — Împrăștietor universal OSV-2,5 ; *Nikovskii, I. A.* — O nouă metodă de depunerea pulberilor de aliaje dure ; *Svet, I.S.* — Creșterea rezistenței la uzură a lagărelor roților de tractor ; *Apazidi, G. D.* și *Boiko, A. M.* — Etanșarea la gaze a motorului cu piston rotativ.

Mașinostroitel, nr. 7/1965 : Mecanizare, automatizare și calitate ; *Pekelis, G. D.* și *Eliseev, E. N.* — Mecanizarea operației de trasare a divizării circulare ; *Cistiakov, A. V.* — Automat pentru rectificarea și polizarea suprafețelor sferice ; *Zaharov, A. G.*, *Semenov, A. G.* și *Semenov, V. N.* — Automat pentru încălzirea semifabricatelor ; *Feldman, A. M.* și *Danilov, A. A.* — Bandă rulantă automată ; *Loghin, M. I.* — Presă pentru bercluirea țevilor ; *Targonokii, V. I.* — Operația de reparare pe linie industrială ; *Kohanov, K. D.* — Centralizarea — direcție principală în reparații ; *Volînkin, G. M.* — Corectarea construcțiilor de tablă subțire de oțel prin încălzirea electrică de contact ; *Sparaga, I. D.* — Un nou tip de piuliță ; *Molostov, N. P.* — Lupta pentru calitate ; *Aristov, A. I.* — Studiul și analiza eficienței mașinilor și dispozitivelor ; *Skonda, K. V.* — Durata de funcționare și eficiența utilajelor ; *Marnautov, G. E.* și *Iablokov, V. A.* — Stanță pentru decuparea pieselor din rulou sau tablă ; *Kuhtenkov, M. M.* și *Ivașcenko, D. A.* — Cheie dinamometrică pentru piulițe ; *Liahov, V. L.* — Dispozitiv pentru încălzirea prin inducție a semifabricatelor ; *Velițkaia, F. A.* — Mandrină universală de stringere ; *Proskuriakov, Iu. G.* și *Savișcenko. V. M.* — Broșă pentru prelucrarea suprafețelor interioare ale țevilor sudate ; *Timofeev, V. T.* — Un nou tip de mașină de nituit ; *Dammer, V. H.*, *Cernokov, Iu. V.* și *Novomeiskii, Iu. D.* — Cuptor cu vid ; *Bank, I. B.* — Mandrină cu autostrîngere ; *Tihomirov, V.M.* — Mandrină cu bucșă elastică cu extractor mecanic ; *Gherasimov, Z. A.* — Pompe pentru curățarea țevilor ; *Balațkii, Z. T.* — Dispozitiv pentru măsurarea razelor interioare ; *Annenkov, V.F.* și *Ekimenko, N. A.* — Material lemnos presat la întreprinderile din Bielorusia ; *Brodskii, A. M.* și *Hamin, N. A.* — Freză cu corp de material plastic ; *Ioffe, B. A.* — Dispozitiv pentru îndepărtarea bavurilor la piesele de material plastic ; *Rahmanov, N. N.* — Amortizor hidraulic ; *Beliaev, A.N.* — Borștangă reglabilă pentru alezare ; Mașini de rectificat din Vilnius ; *Zaharenko, I. P.* și *Milstein, M. Z.* — Ascuțirea cu diamant ; *Rozenberg, V. I.* — Sistem de calcul mecanizat al funcționării mașinilor-unelte așchietoare ; *Fundator, Iu. V.* — Scurtarea numărului de schimburi de noapte ; *Vredenskii, T. A.* — Standarde și norme ; *Kuzmenko, B. P.* — Stimularea muncii pentru creșterea calității.

Rivista di meccanica, nr. 356/1965 : *Consolini, G.* — Probleme de geometrie la capetele multiple pentru găurit ; *Brever, R. C.* și *Rueda, R.* — O metodă simplificată pentru determinarea parametrilor optimi de prelucrare ; — Mașini și realizări interesante. **Nr. 358/1965** : Ce a apărut interesant la ultimul Tîrg industrial de la Hanovra ; *Saccomanno, U.* — Cromarea materialelor plastice ; *Fontanesi, A.* — Aplicațiile radiațiilor infraroșii în industria mecanică ; *Rosicarelli, M.* — Problema generală a întreținerii preventive a mașinilor-unelte ; *Sidagni, G.* — Mașini speciale pentru montaj, control și verificări ; *Uccelli, F.* — Comanda numerică la mașinile-unelte.

Stanki i instrument, nr. 7/1965 : Crearea familiei de mașini-unelte unificate — importantă etapă de dezvoltare a construcției de mașini în U.R.S.S. ; *Kudinov, V. A.* — Vibrațiile proprii la așchierea cu muchii știrbite ; *Levina, Z. M.* — Caracteristicile fundamentale ale capacității de lucru a ghidajelor de rostogolire ; *Polei, L. Ia.* — Calculul rigidității și frecvenței vibrațiilor proprii ale batiurilor ; *Nikitin, V. M.* și *Pozdeev, A. D.* — Schemele de cuplare a variatoarelor de turație ale motorului de curent continuu pentru transmisiile mașinilor-unelte ; *Fatiuha, V. K.* — Metodă și dispozitiv pentru determinarea axei optime de rotație a corpurilor cu contur complicat ; *Selinkov, Iu. Z.* și *Jed. V. P.* — Construcții de mandrine cu autocentrare ; *Lejnev, V. R.* — Freză semiautomată pentru prelucrarea canalelor spirale ale sculelor ; *Gordon, M. B.* — Dispozitiv pentru măsurarea forței de frecare la așchierea metalelor ; *Borisov, B. Ia.* și *Kulbaka, Iu. S.* — Frezarea oțelului austenitic manganos în stare încălzită ; *Formin, V. E.* — Profilul melcului abraziv pentru rectificarea cuțitelor de mortezat ; *Kecek, M. A.* — Căile de retezat ; *Koponev, I. D.* — Came în trepte pentru sfărîmarea așchiilor ; *Talianker, M. Ia.*, *Gaz M. S.*, *Crisstov, E. S.* și *Grinkot, Ia. B.* — Mașini de precizie pentru strunjirea prin copiere a suprafețelor necirculare ale pistoanelor de automobile și tractoare (R.F.G.) ; Mașini de frezat poloneze ; *Kundin, S. I.* — Mandrină pneumatică pentru prelucrarea pieselor cu flanșe ; *Beliaev, A. N.* — Borștangă de alezat cu dispozitiv pentru fixarea de precizie a cuțitului ; *Perelmuter, R. S.* — O nouă construcție de conductă silențioasă pentru alimentarea mașinilor-unelte cu semifabricate-bară ; *Rîbakevici, E. I.* — Dispozitiv pentru controlul orificiilor adînci în procesul de rectificare ; *Rusakov, A. K.* — Calibru — potcoavă limitativ prevăzut cu pastile dure ; Mașini-unelte noi.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 6/1965 : *Gelhaar, G.* și *Weihnacht, W.* — Construcția pieselor turnate de precizie ; *Szorat, K. H.* — Utilizarea mașinilor de sudare prin rezistența de contact la prelucrarea prin presiune ; *Altmann, W.* — Cuptoare de forje cu recuperatoare ; *Vyslonzil, Z.* — Încălzirea electrică cu rezistență la construcția pieselor axiale ; *Wawrziniak, W.* și *Lange, H.* — Problematica rectificării cuțitelor de precizie pentru strunjire ; *Vellguth, E.* și *Apel, D* — Aplicarea universală a capetelor multiax de găurit ; *Usbeck, P.* — Studiul durabilității cuțitelor de strung de oțel rapid fosfatate și metalizate cu disulfid de molibden ;

Baumann, K. şi *Mayfarth, H.* — Lăcuire plastică rezistentă la acţiunea atmosferică ; *Kehling, E.* — Nichelare fără curent electric ; *Spröd, G.* — Instalaţie de măsură pentru determinarea dimensiunilor reale ale paletelor turbinelor şi compresoarelor ; *Sibbe, W.* — — Pregătirea de fabricaţie ; *Reinecke, G.* şi *Gawande, W.* — Normative de cost orar al maşinilor şi utilajelor — mijloace de organizare a sectoarelor productive ; *Giehler, R.* — Comanda de lucru, mijloc organizatoric la staţiile cu fişe perforate ; Al treilea colocviu „Proiectarea uzinelor constructoare de maşini" la şcoala superioară tehnică". Otto von Gnericke, Magdeburg ; Referat asupra Congresului al III-lea în problema încercării materialelor, 1—5 sept. 1964, Budapesta. **Nr. 7/1965 :** *Nieke, G.* — Scopurile colaborării de producţie între întreprinderile socialiste constructoare de maşini şi dispozitive : *Hannemann, W.* — Principii corespunzătoare de ordine, date şi mijloace de organizare ca premise ale sistemelor organizatorice raţionale ; *Dietrich, E.* — Reducerea duratei de transport prin măsuri tehnico-organizatorice ; *Giehler, R.* — Îmbunătăţirea şi raţionalizarea cu ajutorul bonurilor de distribuţie şi livrare a materialelor de lucru în staţiile cu fişe perforate ; *Haustein, H. D.* — Măsurarea şi analiza mijloacelor electrice de lucru ; *Reinecke, G.* şi *Gawande, W.* — Stimularea utilizării fondurilor de bază cu ajutorul normativelor de cost orar al maşinilor şi utilajelor ; *Giersch, H.* — Execuţia pe grupe de piese, metodă de organizare a ramurilor de producţie ; *Reinhold, R.* şi *Thurm, M.* — Însemnătatea procesului de aşchiere pentru raţionalizarea proceselor tehnologice, exemplificată pe o bucşă de butuc ; *Wawrziniack, W.* — Studiul uzurii discurilor de rectificat ; *Sauerbrey, W.* — Studiul rezistenţei la găurirea oţelului termostabil ; *Sippel, A.* — Asupra noţiunii „proces de polizare" ; *Berszin , H.* — Date orientative şi directive pentru prelucrarea prin aşchiere a oţelului V4A ; *Kunze, W.* — Criterii asupra necesităţii recondiţionării broşelor ; Încercarea la duritate a liantului ceramic al pietrelor de honuit : *Wolf, H.* — Prelucrarea electromagnetică — o metodă modernă ; *König, G.* — Rularea axială a filetelor cu role pe maşini de rulat-profil ; *Nittel, J.* şi *Gärther, G.* — Sticla, ca substanţă lubrifiantă la prelucrarea prin presiune.

Maschinenbautechnik, nr. 6/1965 : *Kraft, D.O.* — Utilaje chimice prezentate la Tîrgul jubiliar de la Leipzig, 1965 ; *Grabov, G.* — Exponate din construcţia de pompe şi compresoare la Tîrgul de primăvară de la Leipzig ; *Beyer, U.* — Motoare Diesel la Tîrgul de primăvară de la Lepzig ; *Altschul, R.* şi *Ihme, W.* — Utilizarea mecanismelor de transmitere în construcţia de maşini ; *Morgenstern, L.* — Comandă de tip nou pentru prese cu excentric ; *Mauroschat, R.* — Aplicarea metodei circulaţiei pentru studiul generatoarelor,motoarelor şi transmisiilor hidraulice ; *Fritzsche, H.* — Comportarea dinamică a dispozitivelor hidrostatice ale transmisiilor de precizie (partea a II-a) ; *Schott, G.* — Utilizarea metodei Müller — Stock pentru determinarea defecţiunilor produse prin oboseală ; *Bergmann, E.* şi *Lickert, G.* — Consideraţii asupra expoziţiei „Salon de l'Emballage", Paris ; *Biro, B.* şi *Parducz, N.* — Distribuţia durabilităţii lagărelor de rostogolire la sarcină constantă şi crescătoare ; *Marechal, K.* — Influenţa structurii asupra proprietăţilor antifricţiune ale aliajelor de cupru ; *Bodenstein, O.* — Tehnica lubrificaţiei la Tîrgul de primăvară de la Leipzig. **Nr. 7/1965 :** *Kummel, E.* — — Consfătuirea în problemele calităţii a grupului de întreprinderi „Dieselmotoren, Pumpen und Verdichter" ; *Puschmann, H.* — Maşini-unelte noi şi perspective de dezvoltare prezentate la Tîrgul jubiliar de la Leipzig, 1965 ; *Habencker, H.* — Determinarea rigidităţii statice a maşinilor de rectificat cilindric ; *Hupfer, P.* — Calculul batiului presei cu doi montanţi şi coloane ; *Ihlenfeld, H.* — Procese de curgere la paletaje drepte cu atenuare rapidă ; *Braune, F. G.* — Compararea epruvetelor netede şi crestate prin metoda schematizării diagramelor de oboseală ; *Kraus, R. A.* — Construcţia, calculul şi cazuri speciale ale cercului şi centrului de curbură pentru două poziţii ale patrulaterului articulat ; ***Förster, K. H.*** — Erorile de măsurare ale coordonatelor polare ale camelor ; *Hugk, H.* — Probleme dinamice la cuplarea excentricelor.

Die Technik, nr. 7/1965 : *Weiz, H.* — Revoluţia şi responsabilitatea inteligenţei ; *John, F.* şi *Graichen, D.* — Studierea ecoonomiei la universităţile şi şcolile tehnice ale R.D.G. ; *Rexer, E.*, *Berthel, J.* şi *Liebscher, H.* — Producţia de metale cu puritate înaltă ; *Kretzschmer, E.* — Rezultatele încercărilor şi aplicarea pulverizării cu plasmă ; *Werner, K.* — Tratamentul termic în vid al metalelor ; *Wolf, H.* — Metoda vizioplasticităţii pentru determinarea tensiunii în procesele de încărcare simetrică în raport cu o axă ; *Körwien, H.* — Consideraţii asupra procesului de dezvoltare a tehnicii de calcul ; *Flack, J.* — Ce înseamnă „Industrial Engineering" ; *Grundke, G.* — Influenţele exercitate de atmosferă asupra calităţii pieselor ; *Lässig* — Simpozion asupra progresului realizat în fabricarea aparatelor chimice. **Nr. 8/1965 :** *Rouscik, L.* — Interacţiunea dintre studiu, dezvoltare şi construcţie ; *Telle, W.* — Referat asupra consfătuirii în problema tehnicii vidului înalt, 1965 ; Von *Ardenne, M.* — Tendinţe de dezvoltare în tehnica vidul înalt ; *Neidhardt, P.* — Utilizarea tehnicii electronice de calcul la planificarea şi conducerea întreprinderilor de stat ; *Tamm* — Analiza schemei de comutare cu ajutorul maşinii de calcul *ZRA*-**1** ; *Friebel, H.* şi *Eschricht, W.* — Producţia centralizată ca exemplu de organizare socialistă şi de tehnologie de înaltă productivitate ; *Kunz, F.* — Examinarea tensiunilor interne în roţi dinţate călite prin inducţie ; *Koch, S.*, *Richter, S.* şi *Hempel, D.* — Dispozitiv pentru măsurarea continuă a conţinutului de săruri în cărbune prin metoda permeabilităţii razelor gama ; *Kindler, H. J.* — Problemele organizaţiei de control tehnologic şi pregătirea corespunzătoare a conducătorului organizaţiei ; *Gläser, K.* — Conferinţa despre economia naţională ; Prima expoziţie tematică, economie de materiale, timp şi fonduri în industria prelucrătoare de metal ; *Zekalle, R.* — Informaţii şi progresul ştiinţifico-tehnic.

Der Maschinenbau, nr. 6/1965 : *Killiches, H.* — Măsuri adoptate de Camera tehnică a R.D.G. pentru ridicarea calificării în cadrul sistemului socialist de educaţie ; *Lemser, R.* şi *Zeidler, R.* — Tehnica prelucrării prin presiune la Tîrgul de primăvară din Leipzig 1965 ; *Haberacker, H.* — Maşini de rectificat la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965 ; *Schilicker, G.* — Noi organe hidraulice şi pneumatice la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965 ; *Weise, M.* — Scule şi dispozitive pentru lucrările de montaj ; *Beyer, J.* — Medalii de aur pentru maşini-unelte prezentate la Tîrgul de primăvară din Leipzig, 1965 ; *Kunze, G.* — Un modern serviciu tehnologic — Datenverarbeitung und Buromaschinen ; *Pophe, H.* — Capete de frezat pentru cuţite cu plăcuţe demontabile ; *Schlicker, G.* — Aplicarea utilalor pneumatice în mecanizare şi automatizare.

GEP, nr. 6/1965 : *Berthold, H.* — — Metode moderne în proiectarea maşinilor-unelte de precizie ; *Eisenkolb, F.* şi *Faethe, M.* — Un nou tip de dispozitiv de răsucire utilizat la maşinile de trefilat ; *Gegus, E.* — Domeniile de utilizare practică a diferitelor metode spectrografice ; *Györfi, G.* — Asigurarea îndepărtării aşchiilor prin montarea dispozitivelor de sfărîmare ; *Huszthy, L.* — — Nomogramă pentru alegerea turaţiei mecanismelor planetare. **Nr. 7/1965 :** *Fronius, St.* — Încercări experimentale în problemele capacităţii de încărcare ; *Niemann, G.* şi *Lecherner, G.* — Determinarea concentraţiei uleiului ca bază de evoluare a rezistenţei la gripaj a transmisiilor cu roţi dinţate ; *Neugebauer, G.* — Studiul distribuţiei sarcinii pe grosimea dinţilor roţilor cilindrice cu dinţi înclinaţi ; *Rettig, H.* — Rezultatele încercărilor privind rezistenţa bazei dinţilor pinioanelor călite circular.

Maşini de încercat oţeluri şi metale

- Maşini de încercat la tracţiune şi compresiune
- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat lanţuri şi cabluri
- Instalaţii de încercat cilindri
- Maşini pentru fluaj
- Maşini de încercat cu sarcină normală
- Pulsator cu rezonanţă
- Maşini de încercat la durată
- Maşini de încercat la încovoiere
- Maşini de încercat la ambutisare adîncă
- Maşini de divizat epruvete
- Maşini de încercat duritatea
- Ciocane de rezilienţă
- Maşini de încercat la şocuri repetate sau rotative

Maşini de încercat materiale de construcţie

- Maşini de încercat la compresiune
- Maşini de încercat duritatea prin şoc

Maşini de încercat cauciuc şi materiale plastice

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercarea durităţii
- Ciocan de rezilienţă
- Maşini pentru determinarea plasticităţii sau a fluajului
- Maşini de încercarea elasticităţii
- Maşini de încercare la frecare (uzură)
- Dynstat, maşini de încercare la oboseală prin îndoire
- Maşini de încercat rezistenţa la lipire
- Maşini de încercat rezistenţa la căldură, aparate cu ac, tip Vicat
- Aparate cu bară incandescentă

Maşini de încercat hîrtia

- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat rezistenţa la plesnire
- Maşini de încercare la dublu falţ
- Maşină de format şi uscat coli de hîrtie
  Maşină de încercat la îndoire repetată
- Maşini de încercat satinarea
- Maşini de încercat capacitatea de absorbţie
- Maşini de încercat la permeabilitate
- Aparat de lovire şi de divizare
- Maşini de încercat la imprimare
- Aparate de verificat grosimea
- Aparat de încercat la presiune
- Maşini de încercarea încleierii

Maşini de încercat pentru textile

Maşini de încercarea rezistenţei
Maşini de încercare la plesnire
- Maşini de măsurat grosimea

Aparate de vibraţii

Maşini de echilibrat pînă la 1 000 kg
Maşini de echilibrat cu roată
- Standuri de încercare la vibraţii pînă la frecvenţa de 1 000 Hz
- Mese vibratoare cu 3 componente
- Standuri de încercare la şoc
- Maşini de măsurat acceleraţia limită
  Aparate de măsurat universale

VEB WERKSTOFF-PRÜF-MASCHINEN LEIPZIG

WPM

VEB THÜRINGER INDUSTRIEWERK RAUENSTEIN

VEB THÜRINGER INDUSTRIE-WERK RAUENSTEIN

Deutsche Export- und Importgesellschaft mbH Feinmechanik-Optik

Feinmechanik-Optik

102 Berlin Schicklerstr 7
Republica Democrată Germană

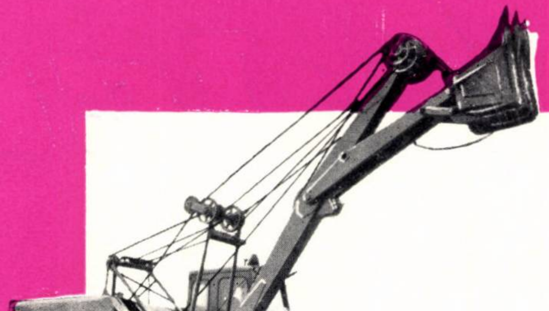
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere. scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată



PROGRESUL

BRĂILA

MARCĂ UZINA Vulcan BUCURESTI INTERNAŢIONALĂ

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

STR. VULCAN NR. 10 — TEL.: 15.41.43

E 3279

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

R

12

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XVII • Nr. 12 • DECEMBRIE 1965

Uzina TRACTORUL BRAȘOV

UNIVERSAL-650
UTB

produce:

TRACTOARE UNIVERSALE DE 65 CP, CU DOUĂ ROȚI MOTOARE, LIVRABILE ÎN URMĂTOARELE VARIANTE:
- cu cale largă variabilă de la 1 200 la 2 000 mm;
- cu cale îngustă (roți jumelate).

TRACTOARE DE 65 CP, CU PATRU ROȚI MOTOARE

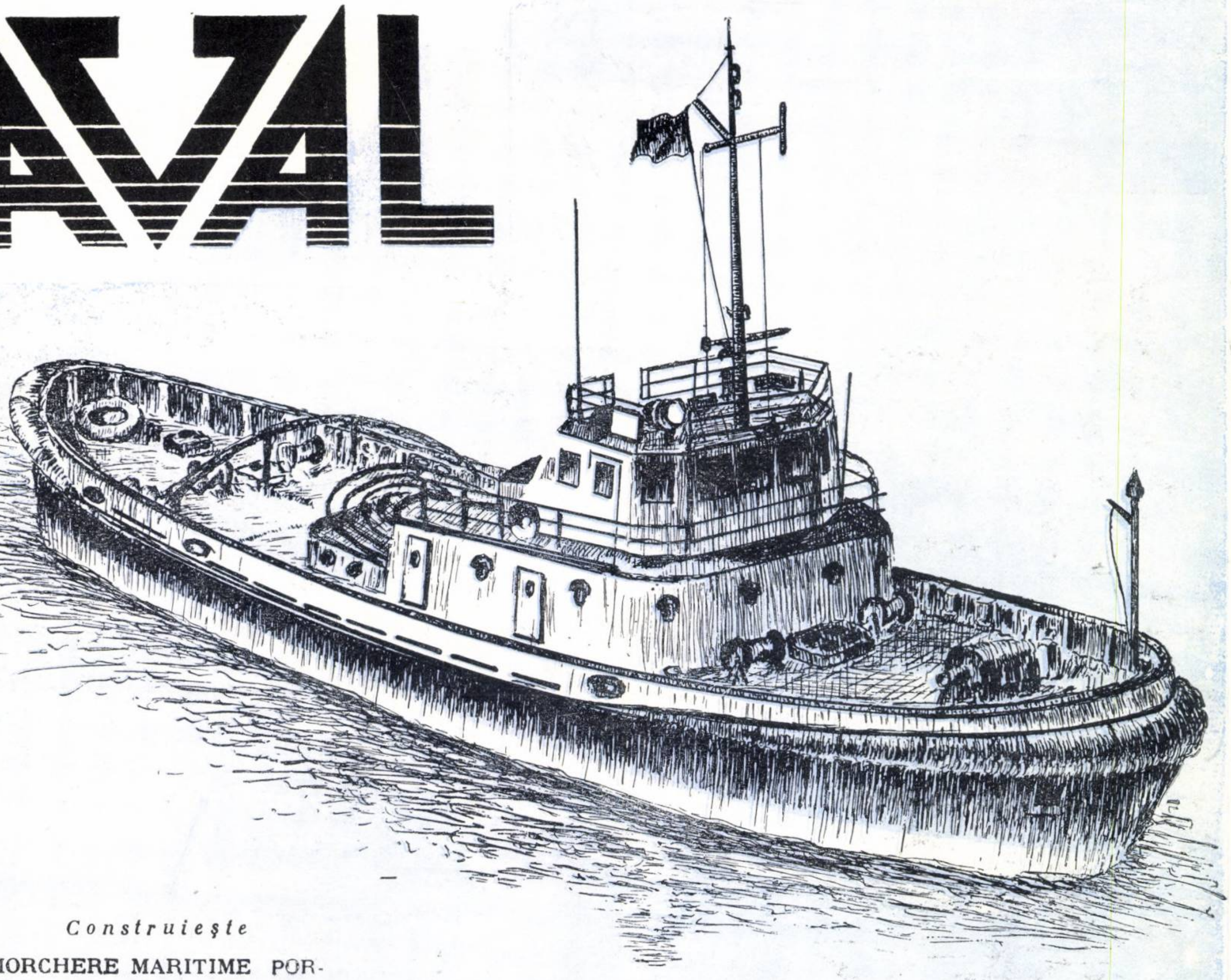
MOTOARE DIESEL DE 65 CP, CU INJECȚIE DIRECTĂ, DE MARE ECONOMICITATE

PIESE DE SCHIMB PENTRU TRACTOARE

Marca UTB este cunoscută pe piața internațională

E 3279 E 3279

ŞANTIERUL NAVAL



Construieşte

REMORCHERE MARITIME PORTUARE DE 1200 CP

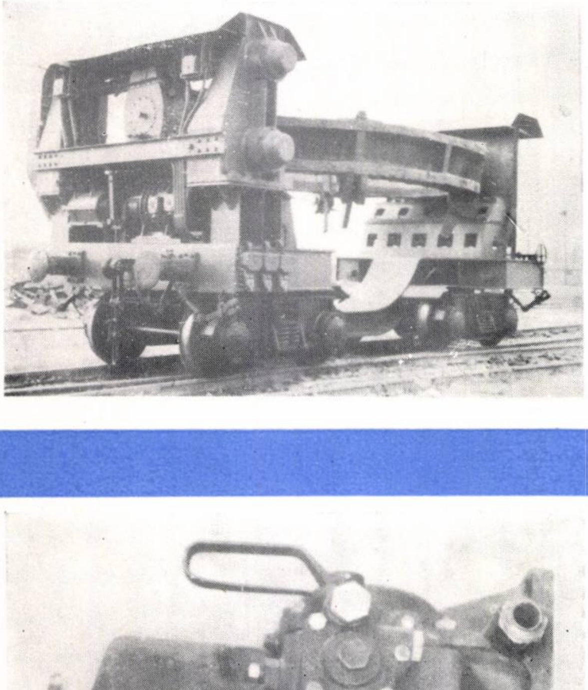
ŞLEPURI FLUVIALE DE 1000 şi 1700 t

DRĂGI REFULANTE DE 500 kW

ŞALUPE FLUVIALE DE 65 CP

BRAILA

UZINELE 23 AUGUST



- **Locomotive Diesel mecanice** de 120 CP, ecartament normal 1 435 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 350 CP, ecartament 760 mm
- **Locomotive Diesel hidraulice** de 700 CP, ecartament 1 435 mm
- **Echipamente de frînă** pentru locomotive și vagoane
- **Vagoane siderurgice** de 11 și **16** m³ pentru transportul zgurei fluide.
- **Motoare Diesel** de 350 CP (M 583 S) și 700 CP (M 581 S)
- **Prese hidraulice** cu 6 și 15 etaje
- **Mori de ciment** de Ø 3 × 14 m pentru măcinarea fină a pastei și cimentului
- **Cuptoare** pentru fabricarea clincherului prin procedeul umed, de Ø **4** × **3,6** m, Ø **3,6** × 150 m, și Ø 3 × 100 m
- **Cuptoare** pentru fabricarea **clincherului** prin procedeul uscat, de Ø 4 × 64 m.

Unirea

Piața 1 Mai 3–5 CLUJ

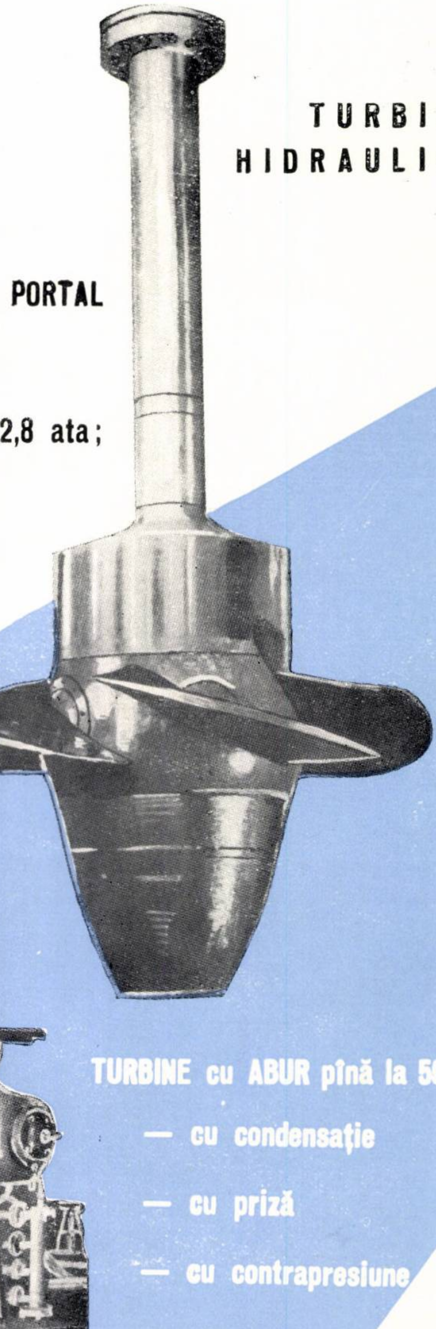
LIVREAZĂ IN MOD CURENT:

- Carde de bumbac tip C.
- Războaie automate de țesut bumbac tip A.
- Ratiere pentru războaie tip A.
- Războaie automate de țesut mătase tip AM.
- Mașini de pieptănat lînă tip PL.
- Mașini de răsucit fire de bumbac pieptănat, bumbac cardat, lînă, celofibră și amestecuri de lînă cu celofibră și fire sintetice, tip 3R.
- Mașini cu inele pentru filat lînă pieptănată, tip FLP.
- Mașini de filat bumbac cardat, tip Fl.
- Cilindri canelați pentru mașini de filat.
- Liniale pentru carde de bumbac.
- Mecanisme cu pieptene oscilant pentru cardă.
- Trenuri de laminare de mare întindere.
- Piese de schimb pentru mașinile textile din fabricația curentă.
- Piese brute turnate din fontă cenușie.
- Piese turnate cu modele ușor fuzibile și în forme coji cu liant de bachelită.

Război automat de țesut mătase tip AM.

Unirea

Uzina de construcţii de maşini
REŞIŢA



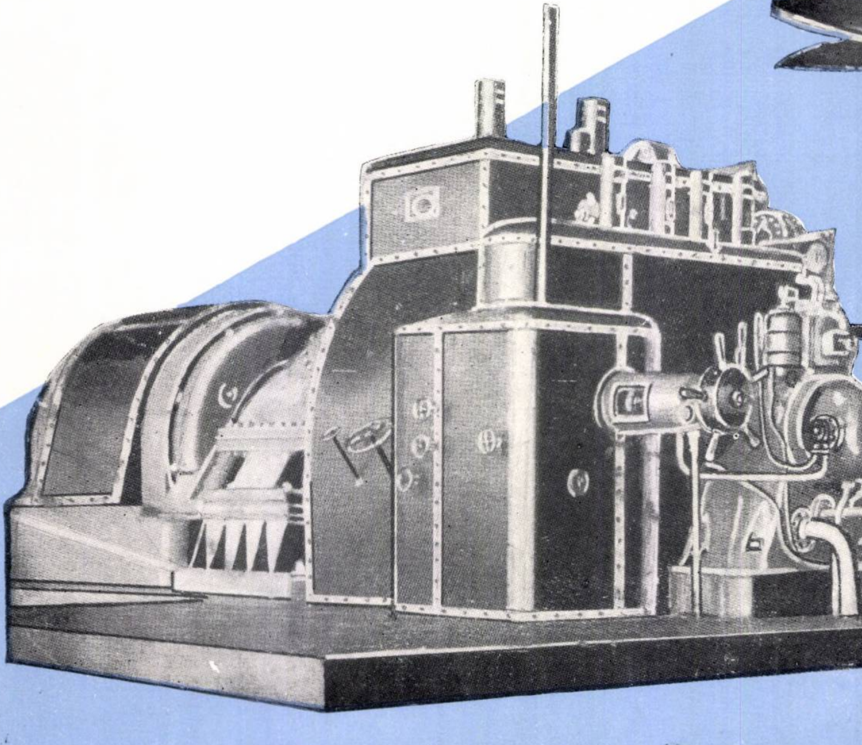
TURBINE
HIDRAULICE

TURBOGENERATOARE • HIDROGENERATOARE

MOTOARE ELECTRICE peste 500 kW • PODURI RULANTE ŞI MACARALE PORTAL

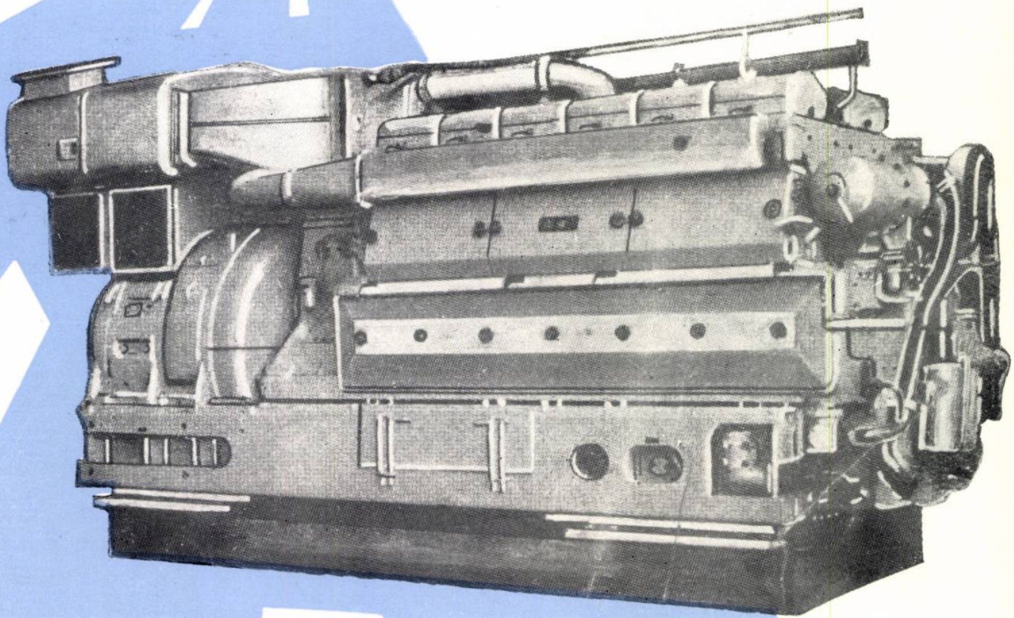
UTILAJ CHIMIC • UTILAJ HIDROENERGETIC • UTILAJ SIDERURGIC

TURBOSUFLANTE: 15 000 Nm^3/h — 3 m col. apă; 90 000 Nm^3/h — 2,8 ata;
140 000 Nm^3/h — 3,5 ata.

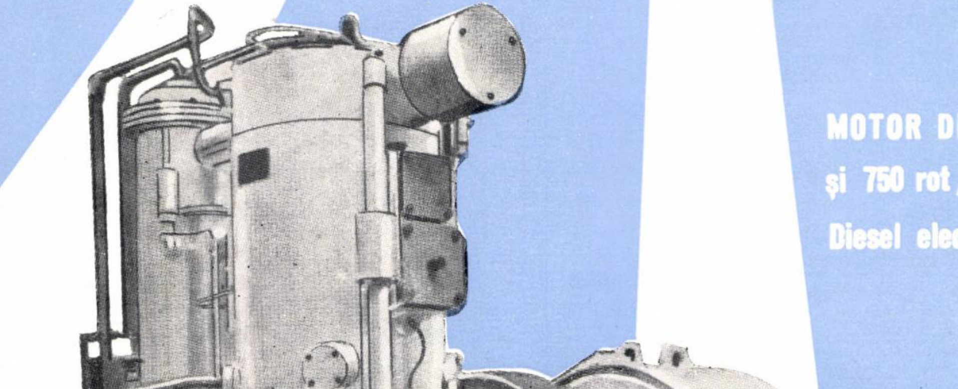


TURBINE cu ABUR pînă la 50 MW
- cu condensaţie
- cu priză
- cu contrapresiune

UCM
Resita



MOTOR DIESEL de 2300 CP
și 750 rot / min pentru locomotive
Diesel electrice de 2100 CP

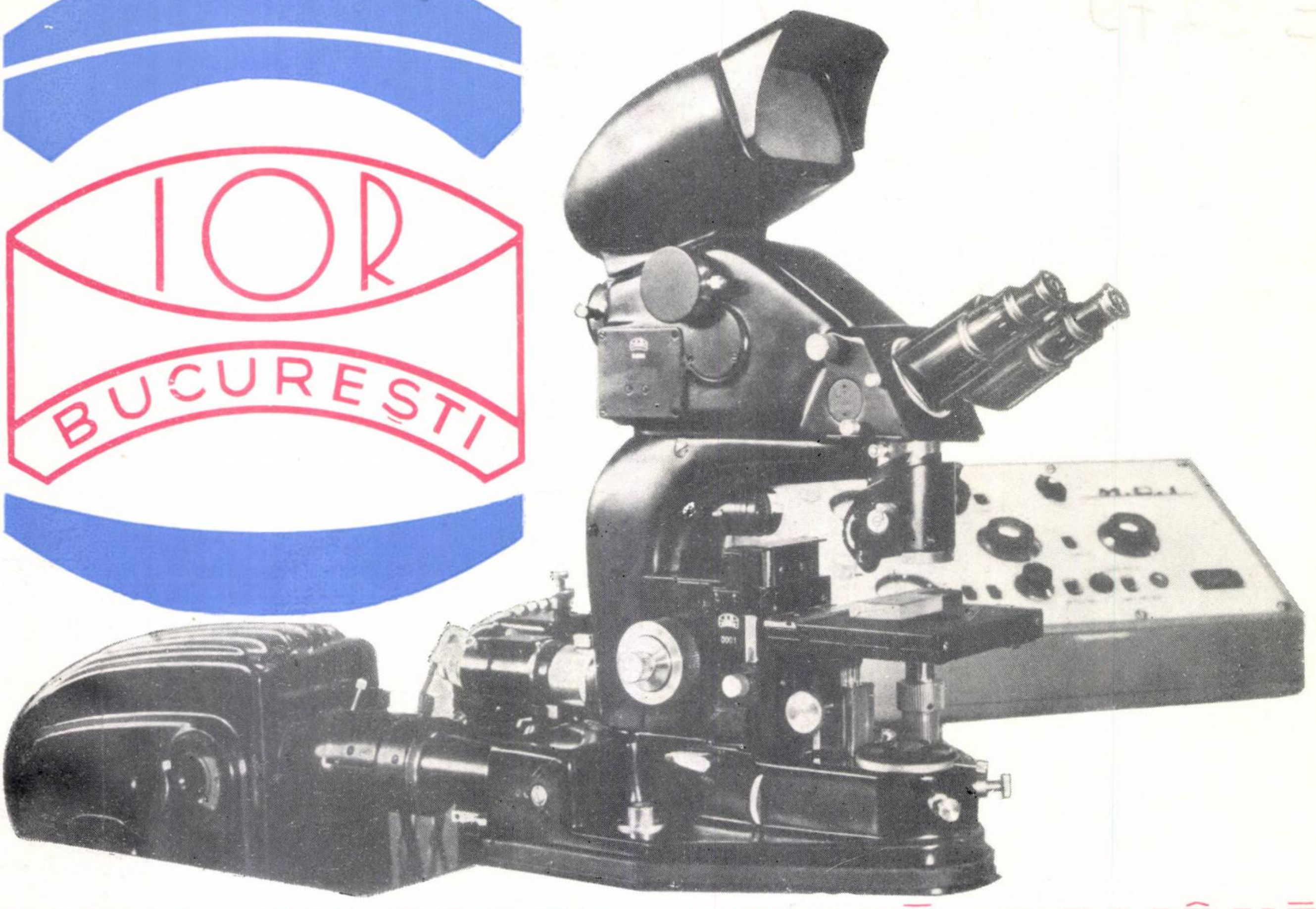


COMPRESOARE DE AER

— 1 V — 15/7
— 2 V — 30/7
— 3 V — 45/7

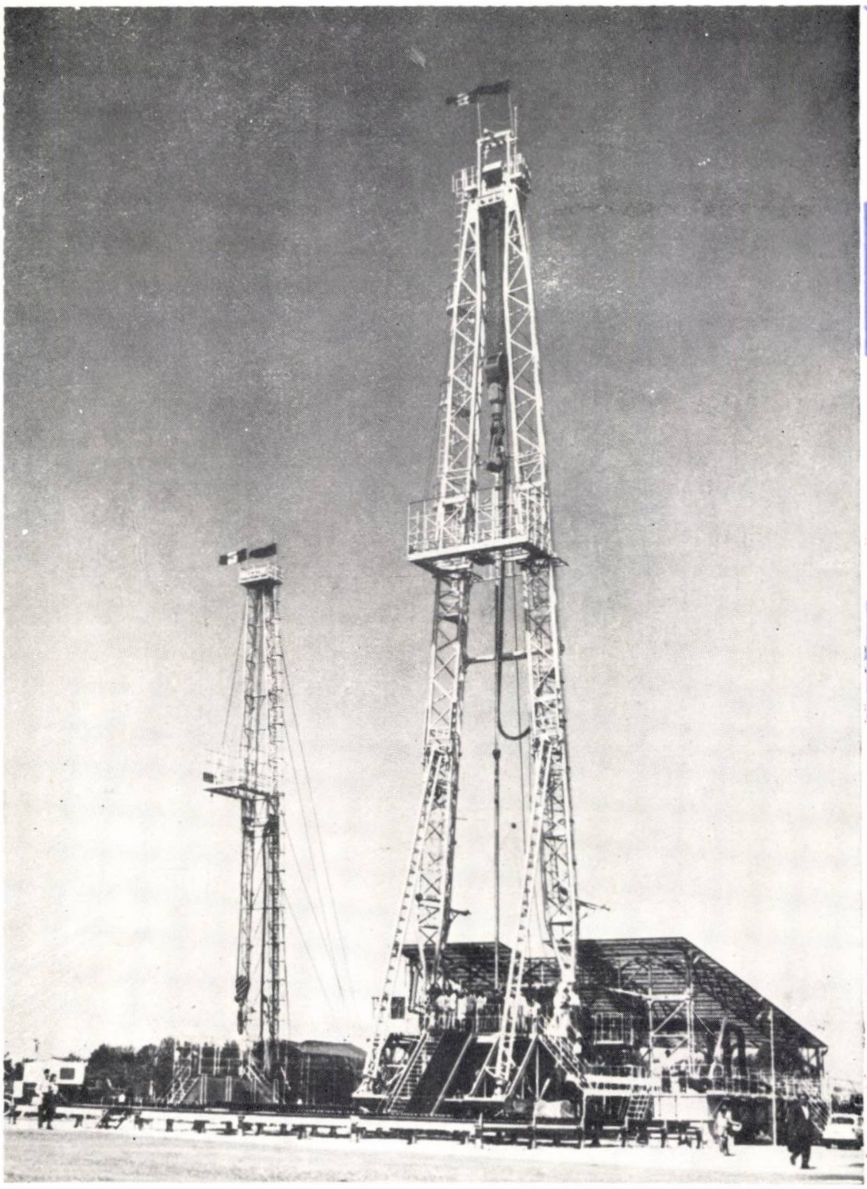
IOR

BUCUREȘTI



INTREPRINDEREA OPTICĂ ROMÂNĂ

- **Microscoape** pentru diferite domenii de lucru:
  - — microscop universal de cercetare MC1
  - — microscoape biologice ML3 — **A**, ML3 — BM
  - — microscop metalografic MC 2
  - — microscoape școlare MS3, MD1
- **Instalații** stabile de proiecție cinematografică pentru filme de 16 și 35 mm (APS — 16 — 1, APS — 35 — 6) cum și diferite accesorii pentru instalații cinematografice.
- **Aparatură medicală,** optică și electronică:
  - — instalații complete Unit dentar
  - — electrocardiografe cu 2 canale
  - — electrodermatom
  - — fotocolposcop
  - — camere radiofotografice
- **Aparate de mărit foto** tip I „Peisaj" și tip II „Turist", cu toate accesoriile de laborator necesare
- **Aparate de proiecție portative** „Diascol" pentru diapozitive și diafilme
- **Lupe diferite,** vizoare de uși, lentile de ochelari
- **Truse de sudură** și tăiere oxiacetilenică, robinete pentru tuburi de oxigen, reductoare de presiune, nivele etc.



UZINA 1 MAI PLOIEȘTI

execută :

- Instalații de foraj transportabile T 50 — A, T 50 — B
- Instalații de foraj 2 DH — 75 A, 4 LD — 150 C și 4 LD — 150 D, 3 DH — 200 A, 4 DH — 315
- Pompe cu transmisie pentru noroi, de 465 și 800 CP
- Agregate de cimentare AC — 400 M1
- Instalații de prevenire a erupțiilor cu acționare mecanică de 12 și 16 inci și cu acționare hidraulică de 8 și 12 inci
- Turbine de foraj simple și secționale
- Sape cu role
- Carotiere seria C1

CARPATI * BUCEGI

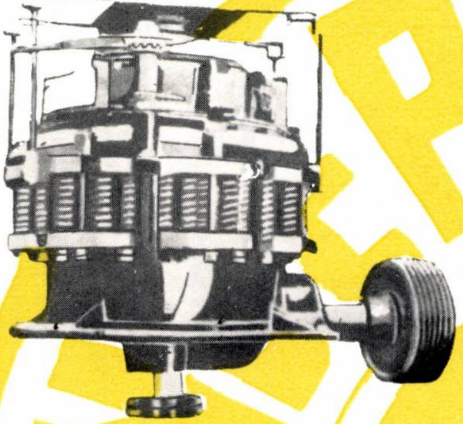
Uzinele de autocamioane

STEAGUL ROȘU

Brașov * Strada Poienelor Nr. 5 * Telefon 63-10

UZINA
INDEPENDENȚĂ
SIBIU

execută:



Unelte pneumatice

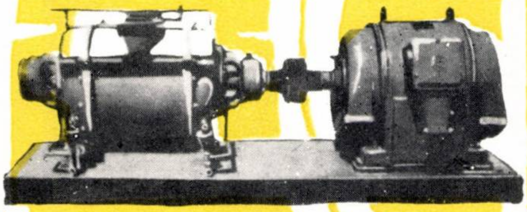
- Ciocane de abataj și perforatoare
- Ciocane de nituit
- Mașini de găurit
- Bătătoare pentru turnătorii
- Polizoare manuale etc

Lanțuri cu role

pentru industria petrolieră și pentru agricultură

Utilaje pentru industria chimică și petrol

- Recipiente sub presiune din oțel carbon sau aliat, bimetal, aluminiu etc.
- Schimbătoare de căldură — Filtre diferite — Suflante volumice,
- Pompe de vid — Ventilatoare pentru turnuri de răcire etc.

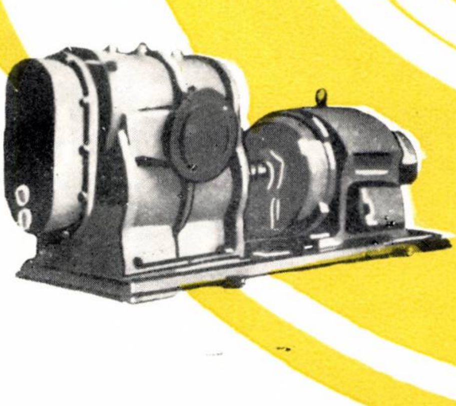


Utilaje pentru turnătorii

- Mașini de format
- Mașini de executat miezuri
- Cuptoare, cubilouri cu arc, cuptoare pentru tratamente termice etc.

Utilaje pentru industria alimentară

- Malaxoare de frămîntat aluat
- Prese mecano-hidraulice de mare capacitate pentru struguri
- Strecurătoare rotative
- Uscătoare rotative pentru cartofi
- Egropompe etc.

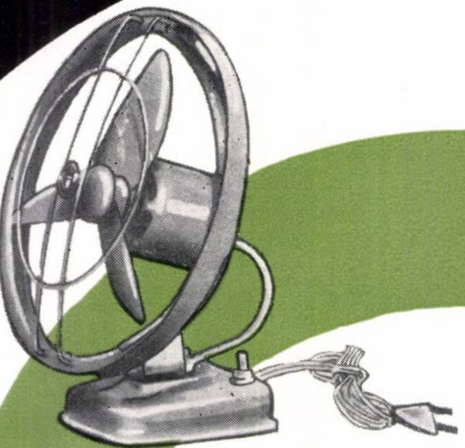


Utilaje pentru trefilarea sîrmei

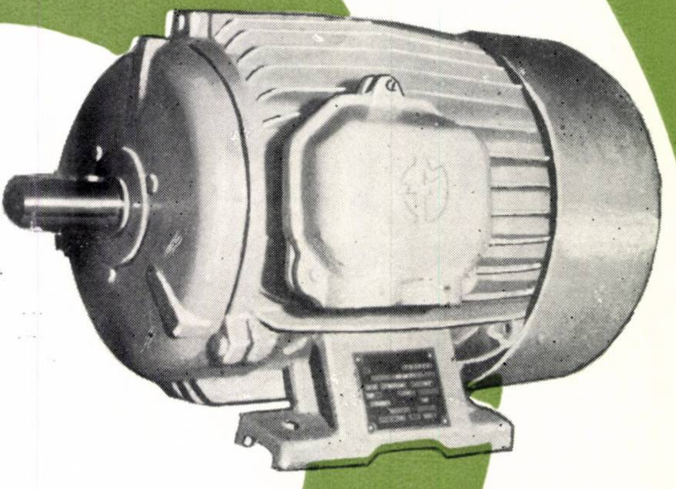
de oțel carbon, cupru, aluminiu etc.

Concasoare și granulatoare

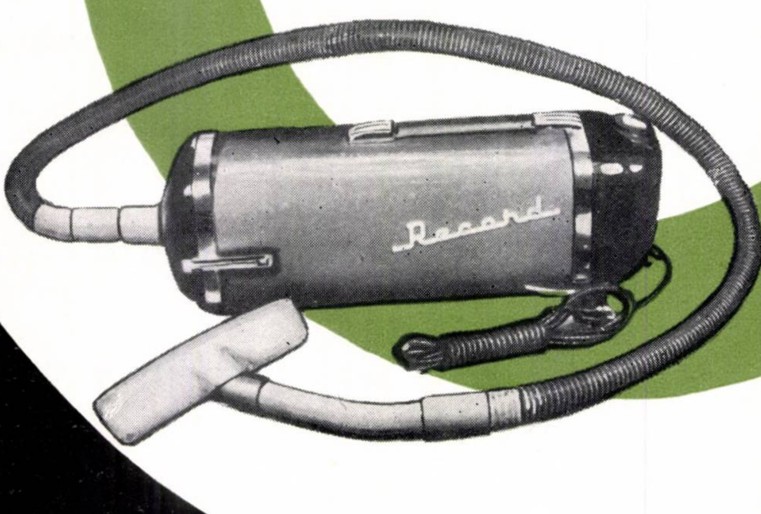
ELECTROMOTOR

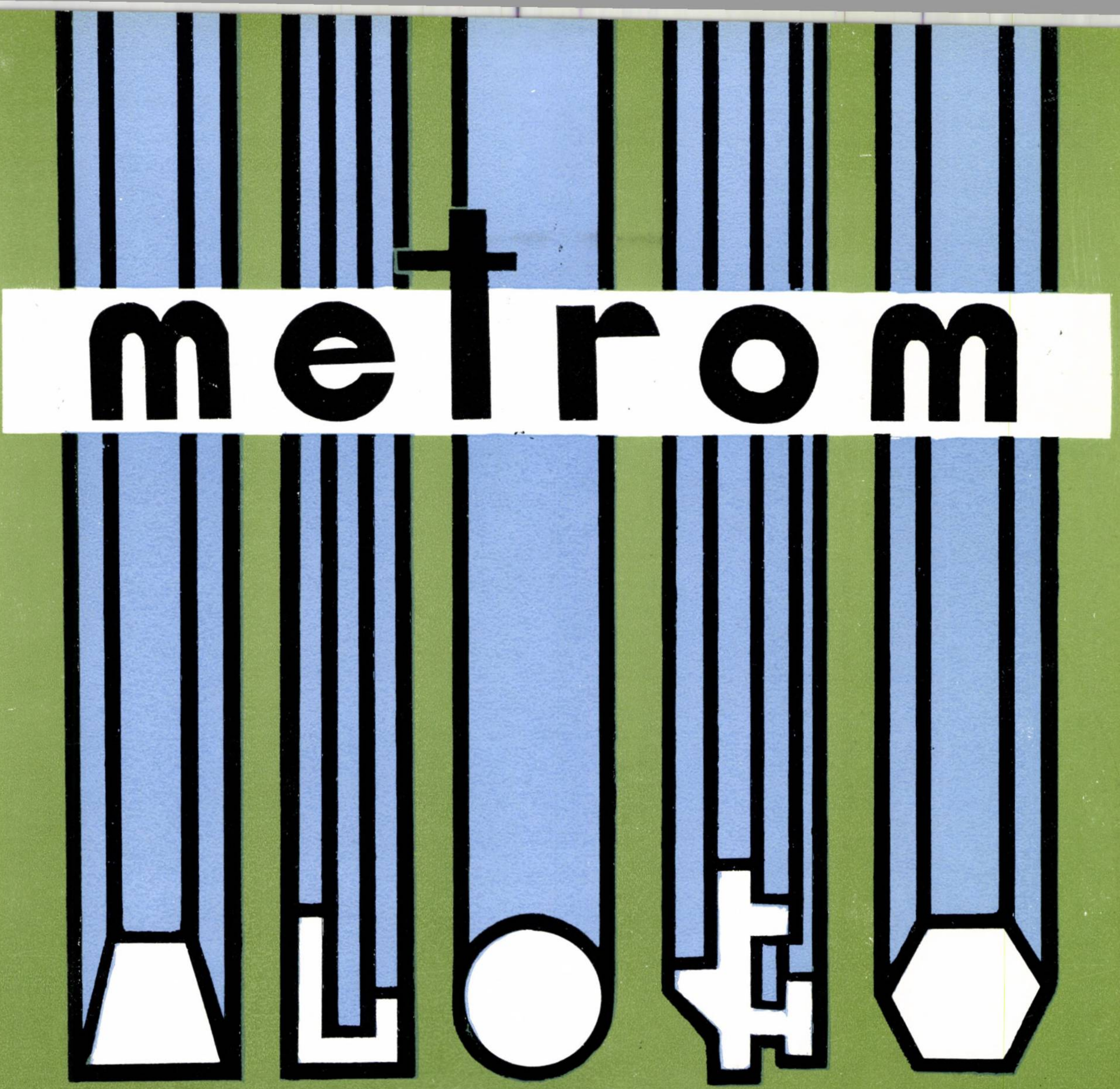


- ventilatoare de masă cu cadru sau suport
- relee regulatoare pentru tractoare şi autovehicule
- generatoare de curent continuu pentru tractoare şi autovehicule
- motoare şi reostate pentru maşini de cusut electrice
- motoare pentru antrenarea spălătorului şi centrifugei maşinilor de spălat rufe „ALBA—LUX"



- motoare electrice asincrone trifazate cu rotorul in scurtcircuit, protecţie IP 44, de 4 — 30 kW, şi cu rotorul cu inele de contact, de 5,5 — 22 kW
- aspiratoare de praf tip „Record"



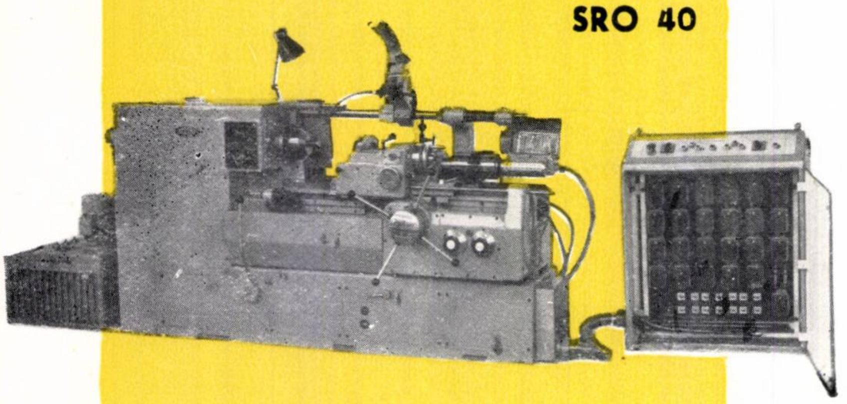


Laminate trase din neferoase ușoare și grele

Piese turnate sub presiune

UZINA „METROM" BRAȘOV Str. Carpaților nr. 60 tel. 12920

SRO 40



UZINA DE STRUNGURI ARAD

UZINA DE STRUNGURI ARAD

SA 200.

fabrică

următoarea gamă de strunguri :

Strunguri paralele SN 250, SN 320, SN 400, SN 630 şi 800
Strunguri revolver cu ax orizontal SRO 25 şi SRO 40
Strunguri revolver cu ax vertical SRV 25 şi SRV 40 şi
Strung de copiat cu comandă semiautomată SA 200

Livrează:

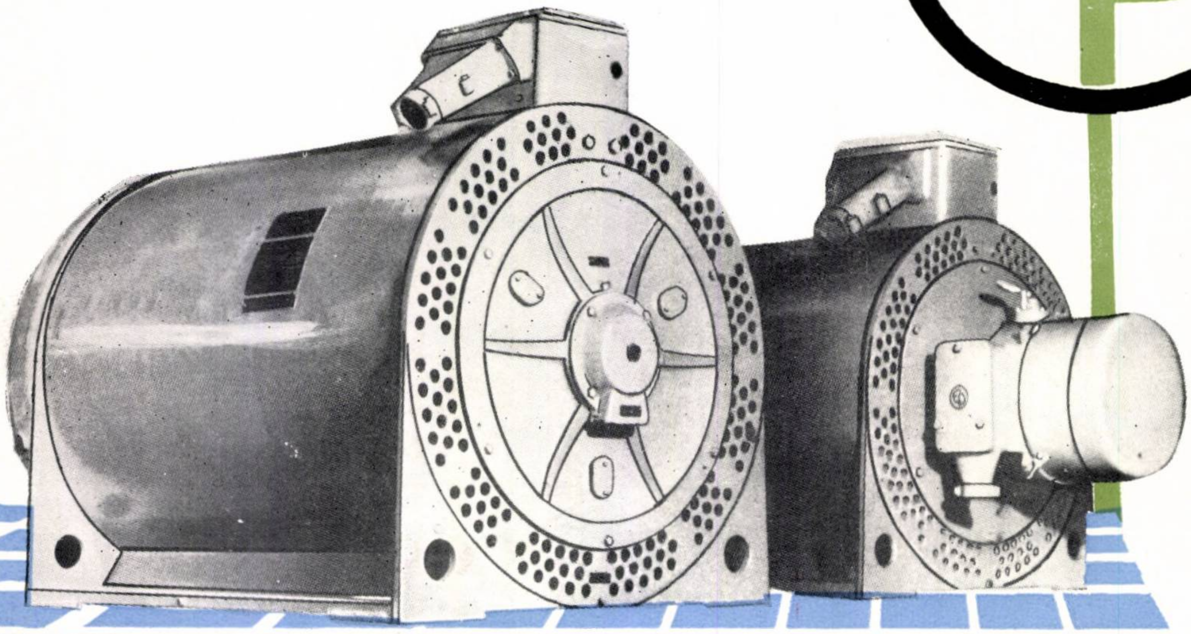
ÎN ȚARĂ ȘI STRĂINĂTATE

fabrica de rulmenți-bîrlad

FRB

MADE IN RUMANIA

rulmenți de diferite forme constructive
și de dimensiuni tipizate



La sarcini grele se pot folosi

MOTOARE ASINCRONE TRIFAZATE

de tip MUR, MUF, MUS

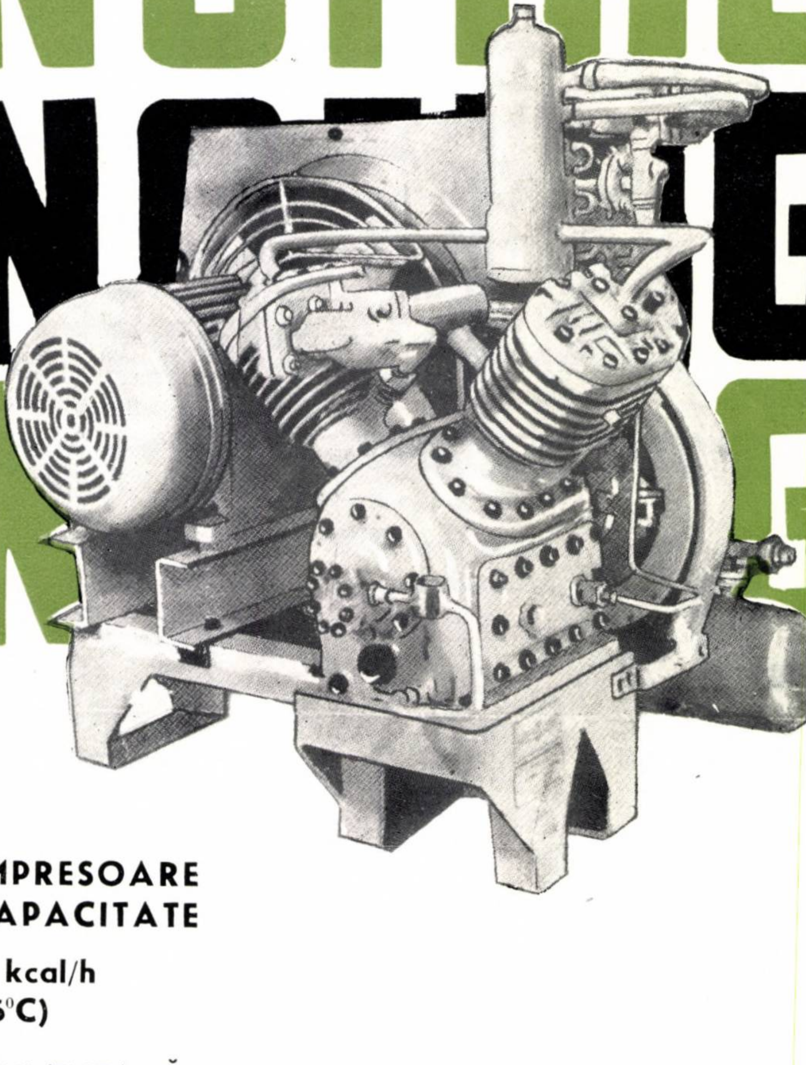
- 100 — 1000 kW, 750 — 1500 rot/min, 6 kV
- protecție IP44
- răcire prin țevi

DE FABRICAȚIE

Electroputere

CRAIOVA

TEHNOFRIG
TEHNOFRIG
TEHNOFRIG
TEHNOFRIG



AGREGATE ŞI COMPRESOARE
FRIGORIFERE CU CAPACITATE

850 — 875 000 kcal/h
(— 10°C ± 25°C)

PENTRU INDUSTRIA ALIMENTARĂ,
CHIMICĂ etc.

Cereţi prospectele noastre detaliate

UZINA TEHNOFRIG CLUJ

TEHNOFRIG

STR. FABRICII DE CHIBRITURI
NR. 5-11 TELEFON 61.80

BALANȚA

UZINA SIBIU

CALEA GUȘTERIȚEI Nr. 21–23 ● TELEFON 6200

EXECUTĂ:

BALANȚE

ETALON
TEHNICE
ROMANE
SEMIAUTOMATE
AUTOMATE
DE LA 1 kg LA 1000 kg

BASCULE

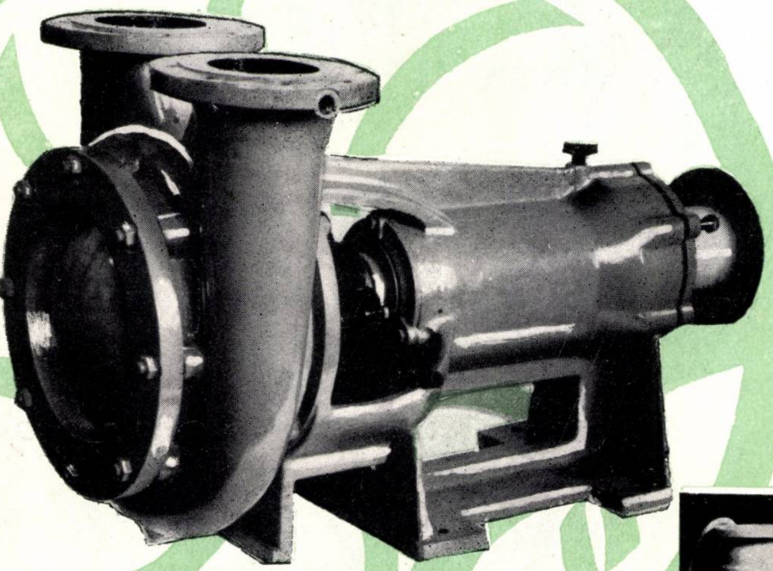
DE LA 50 kg LA 2000 kg

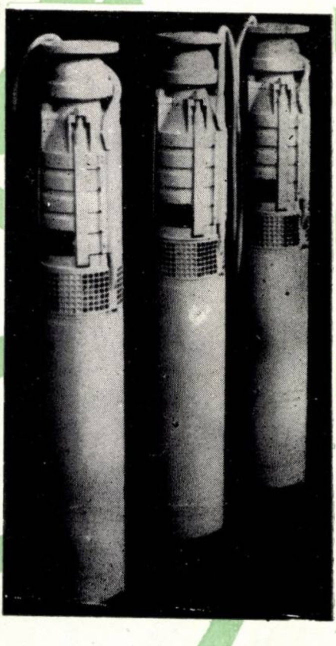
BASCULE ROMANE POD

PENTRU VEHICULE RUTIERE. 10–20 T

UZINA DE POMPE
București

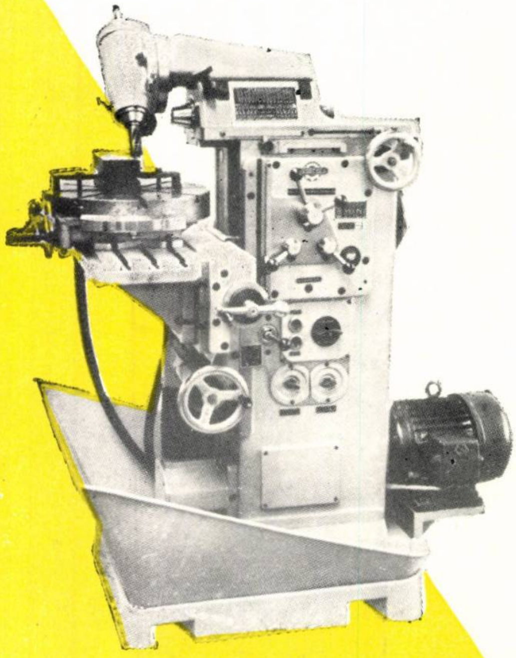
- Pompe pentru alimentarea și recircularea apei industriale
- Pompe pentru industria chimică, din materiale rezistente la coroziune.
- Pompe pentru lichide cu temperatură ridicată.
- Pompe pentru soluții în suspensie. nămoluri, nisipuri, paste etc.
- Pompe de vid cu inel lichid
- Pompe submersibile





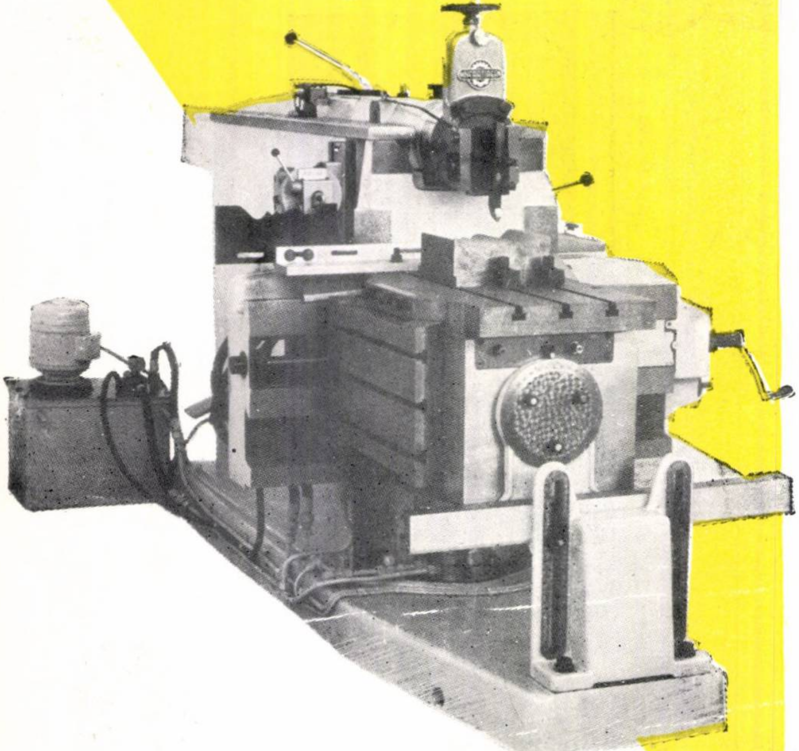
ÎNFRĂȚIREA

uzina de mașini-unelte Oradea



produce:

- **Mașini de găurit cu coloană G 16, 25 și 40**
- **Mașini de frezat universale pentru sculărie FUS**
- **Mașini de rabotat cu cuțit mobil S425B, S 700**
- **Mașini de rabotat cu cuțit mobil cu copier hidraulic S 800**
- **Mașini de filetat interior (cu tarod) FI16**
- **Ciocane de forjare autocompresoare CP63, CP160**



Folosiți cu încredere bujiile „TRIUMF" *în motorul dv.!*

Program de fabricație

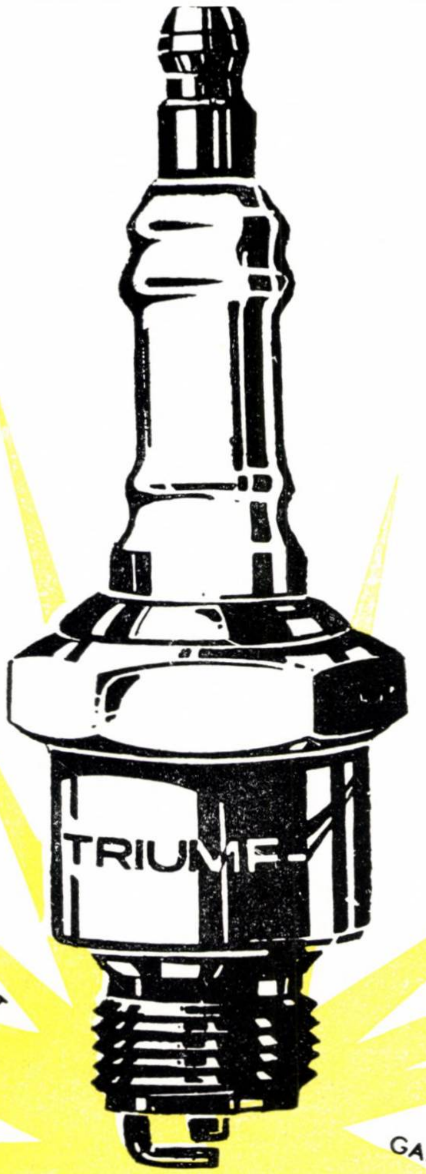
Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 18 x 1,5	45	M 18—45
	95	M 18—95
	145	M 18—145
	175	M 18—175
	195	M 18—195
	225	M 18—225
	240	M 18—240
	145	M 18C—145
	175	M 18C—175
	225	M 18C—225

C = bujii cu scaun conic

Program de fabricație

Filetul	Valoarea termică	Marcarea bujiei
M 14 x 1,25	95	M 14—95
	145	M 14—145
	175	M 14—175
	195	M 14—195
	225	M 14—225
	240	M 14—240
	260	M 14—260
	195	M 14L—195
	310	M 14LX—310
	370	M 14LX—370

LX = bujii cu filet lung pentru motoare de competiție
L = bujii cu filet lung (19 mm)

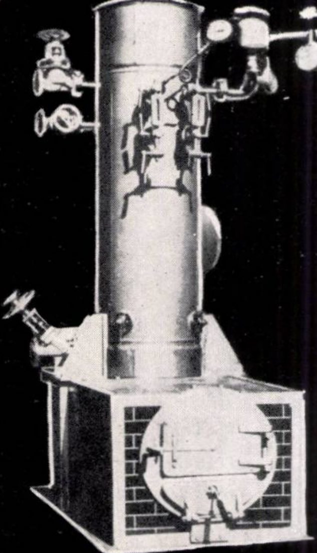

TRIUMF
ASIGURĂ UN CONSUM MINIM DE CARBURANT
ELIMINĂ PANELE SISTEMULUI DE APRINDERE
PERMITE UN REGLAJ UȘOR
GARANTEAZĂ SIGURANȚA DE FUNCȚIONARE
ARE O DURATĂ DE FUNCȚIONARE SPORITĂ.

Triumf

ATELIERELE 16 februarie

RMR

execută:

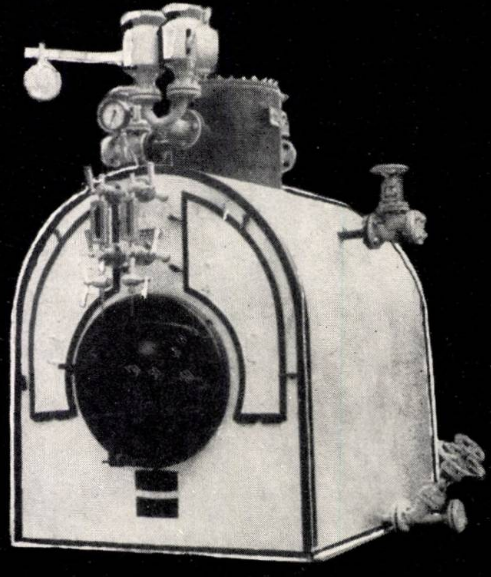


Cazane de abur orizontale cu debit între 0,2 şi 1 t/h şi presiune între 4 şi 6 kgf/cm² pentru toţi combustibilii uzuali din ţară

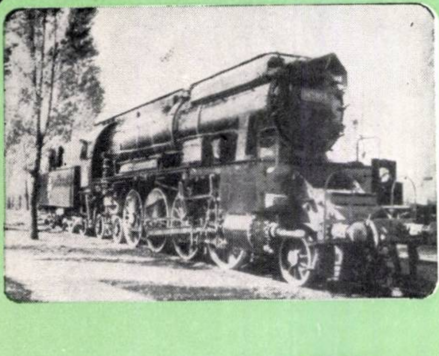
Cazane de abur verticale cu debit de 0,2 t/h şi presiune între 4 şi 6 kgf/cm² pentru toţi combustibilii uzuali din ţară

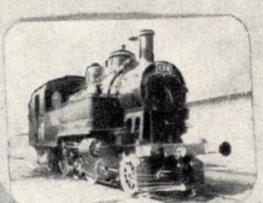
Cazan „Gama 2" generator automatizat multifocar pentru apă fierbinte

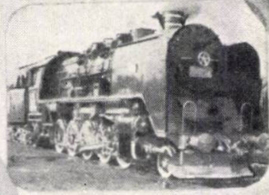
Cazane caldarine pentru motonave de 2000 CP

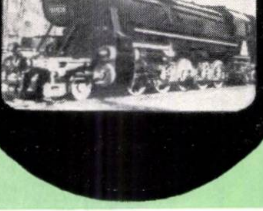


repară:



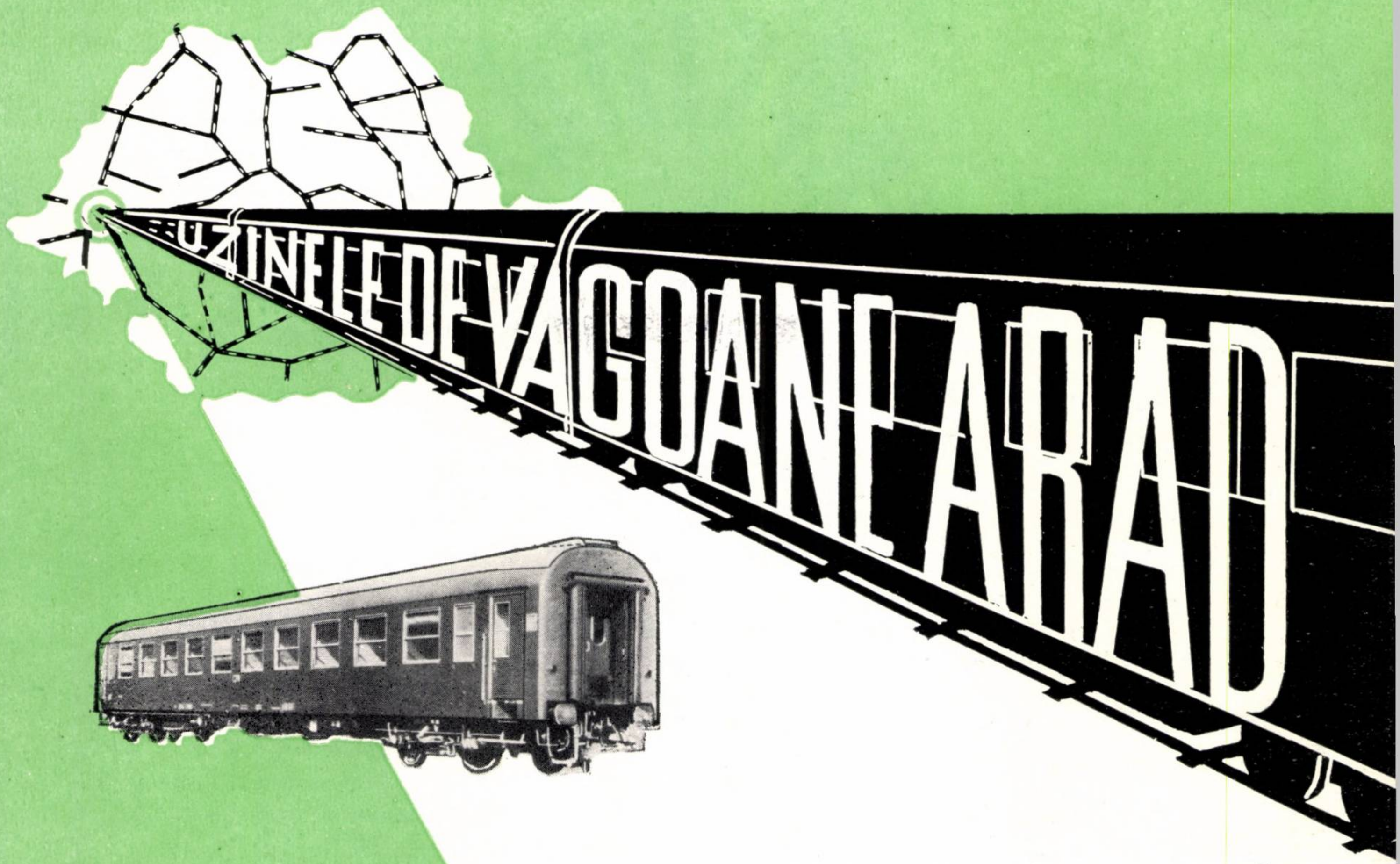


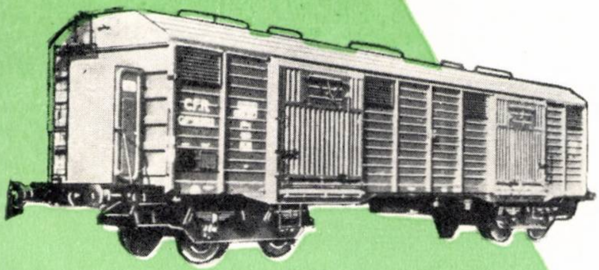




Locomotive cu abur de cale ferată normală
Macarale cu abur tip C.F.
Locomotive cu abur de cale ferată îngustă
Pluguri de zăpadă tip C.F.
Material rulant diferit

ATELIERELE DE REPARAT MATERIAL RULANT „16 FEBRUARIE"
CLUJ – Str. Tudor Vladimirescu nr. 2-4





execută:

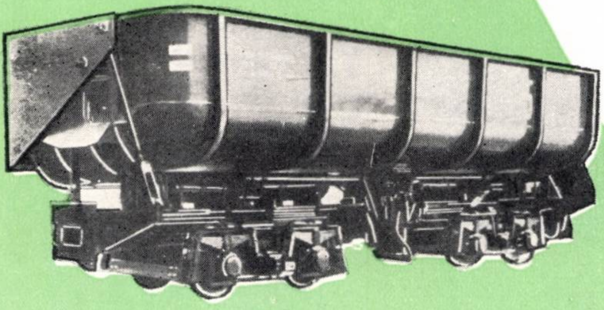
VAGOANE DE CĂLĂTORI, VAGOANE DE MARFĂ ACOPERITE, DESCOPERITE ŞI SPECIALE:

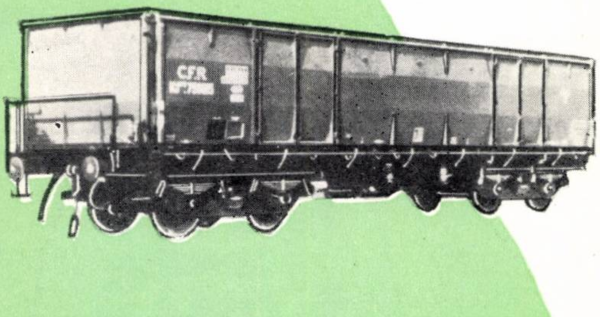
Vagon de călători clasa a II-a, 80 locuri, 160 km/h viteză maximă

Vagon de marfă acoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă

Vagon basculant, 40 m^3 volum util, 80 t capacitate

Vagon marfă descoperit, 60 t capacitate, 120 km/h viteză maximă





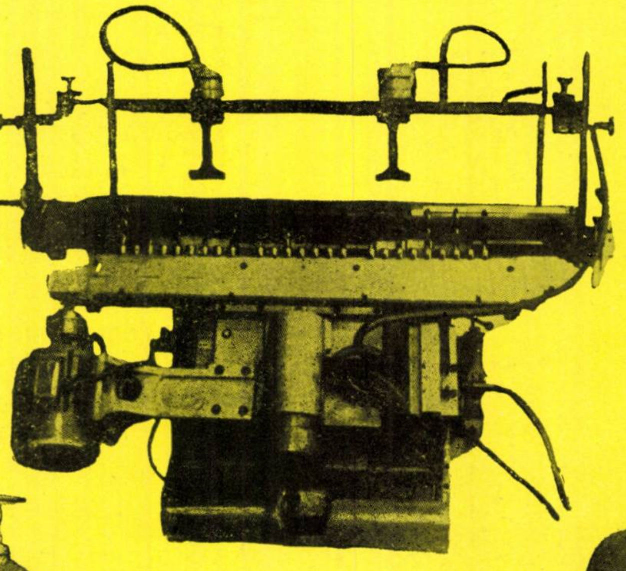
ROMAN

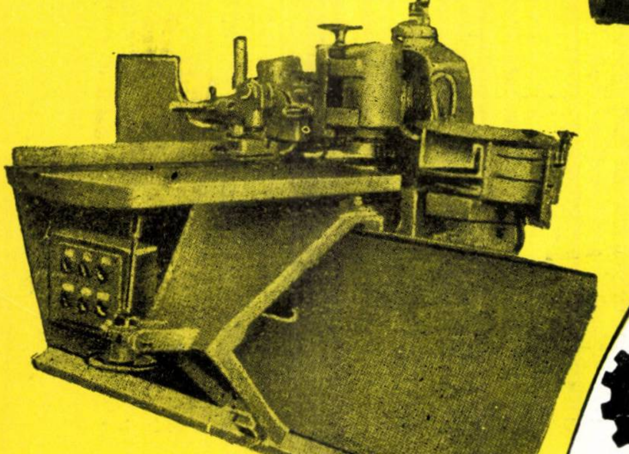
Intreprinderea mecanică

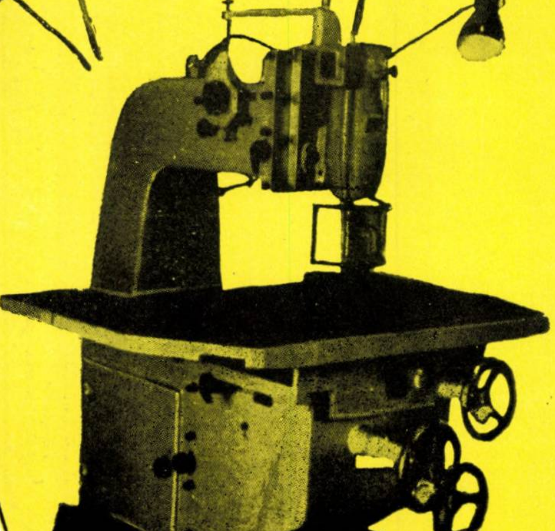
Produce

utilaje pentru prelucrarea lemnului, din care:

- — Maşini de găurit multiplu pentru cepuri rotunde — GCR
- — Maşini de şlefuit canturi profilate — SCP
- — Maşini de şlefuit cu 2 şi 3 cilindri — MSC-2, MSC-3
- — Circulare universale manuale — CUM-3
- — Ferăstraie panglică pentru mobilă — FP-8
- — Maşini de găurit şi scobit orizontal — GSO
- — Maşini normale de frezat — MNF
- — Maşini de rindeluit la grosime — MRG-8
- — Maşini de aplicat adezivi — MAA-13
- — Maşini de cepuit şi scobit — MCS
- — Maşini de şlefuit cu bandă orizontală — SBO

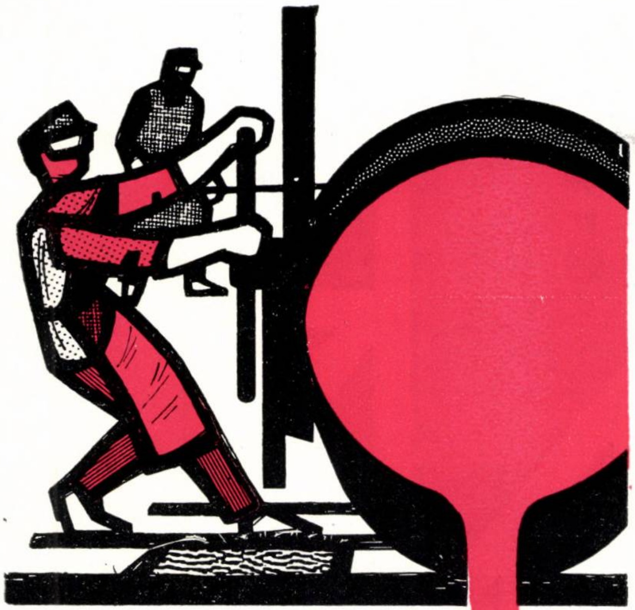






IM

ROMAN



FORȚA ȘI PUTEREA
nu trebuie risipite!

În primul rînd utilizarea

PREPARATELOR noastre
PENTRU TURNĂTORIE

influențează în mod hotărîtor

ECONOMICITATEA, CALITATEA
și REDUCEREA REBUTURILOR
în turnătorie

Livrăm:

- preparate complete pentru ameliorarea turnării metalelor feroase, a metalelor grele și ușoare
- substanțe exoterme pentru oțelării și uzine metalurgice
- adaosuri pentru aliaje de creuzet și mijloace pentru desulfurarea fontei cenușii
- materiale pentru formare, precum și alte materiale tehnico-chimice pentru turnătorie

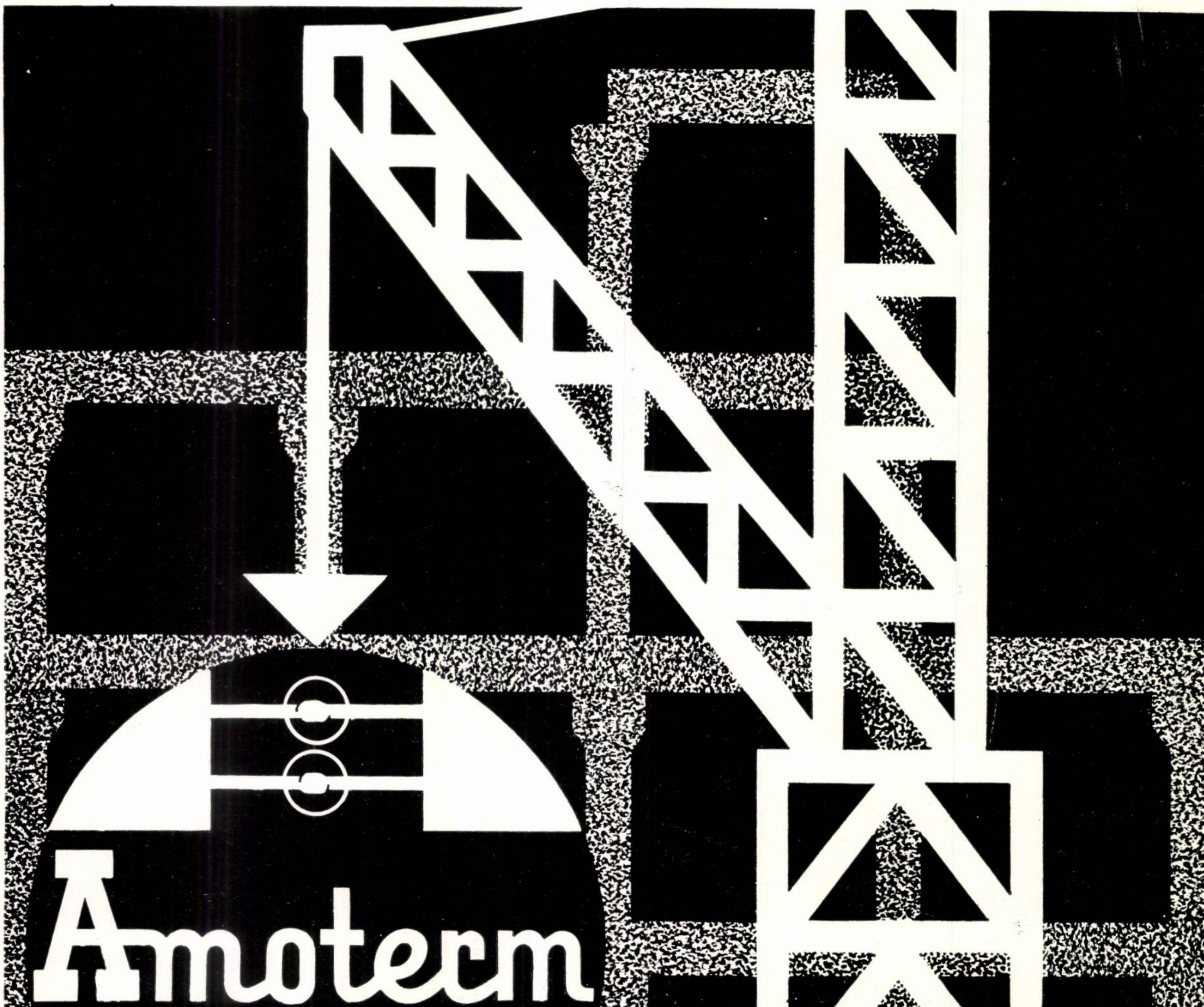
VEB FACHANSTALT
FÜR GIESSEREIWESEN

cea mai veche întreprindere
de specialitate din Europa

8252 COSWIG, BEZIRK
DRESDEN

Republica Democrată Germana

Abonați-vă
la
revistele:
CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI
ELECTROTEHNICA
AUTOMATICA
ȘI
ELECTRONICA



MATERIALE ŞI UTILAJE DE SUDURĂ

pentru toate domeniile de utilizare a sudării aluminotermice

Sudarea joantelor de cale ferată
Sudarea conectoarelor pentru şine
Sudarea oţelului beton
Sudarea comenzilor
Sudarea în cadrul reparaţiilor
Sudarea fontei cenuşii

Detaliile necesare apar în prospectele noastre

Informaţii pentru export:

Deutscher Innen — und Aussenhandel Chemie
102 Berlin 2 Georgenkirchplatz 6 — 12

VEB CHEMISCHE WERKE BUNA

Betriebsabteilung Ammendorf 4011 Halle (Saale) Schachtstr
Republica Democrată Germană

VEB CHEMISCHE WERKE
BUNA

MAŞINI DE DESTRĂMAT SEMITORT DE BUMBAC SAU FIRE DE BUMBAC AC 10

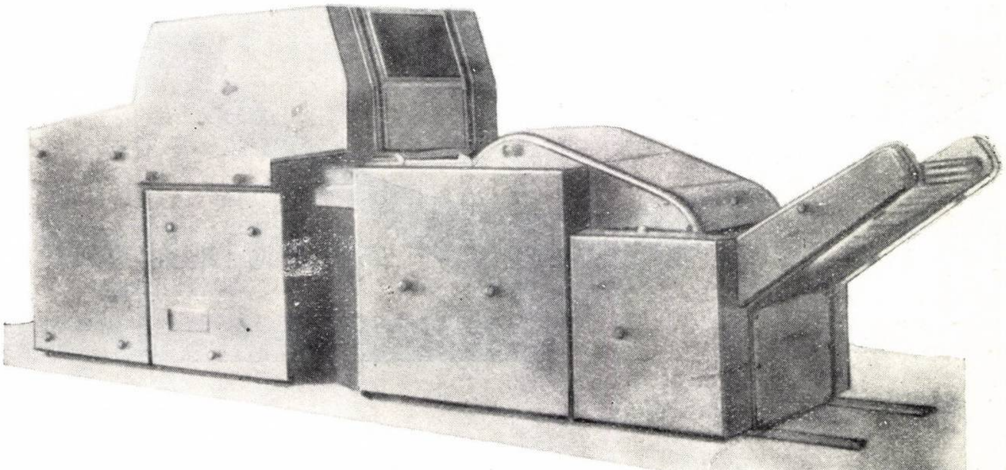
Producător :

FALUBAZ — POLONIA

Maşina serveşte pentru destrămarea firelor de bumbac şi semitortului

Randamentul	60 kgf/h
Lăţimea de lucru	600 mm
Puterea	7 kW
Greutatea maşinii	1 800 kgf

Este o maşină modernă, uşor de întreţinut, cu randament ridicat.

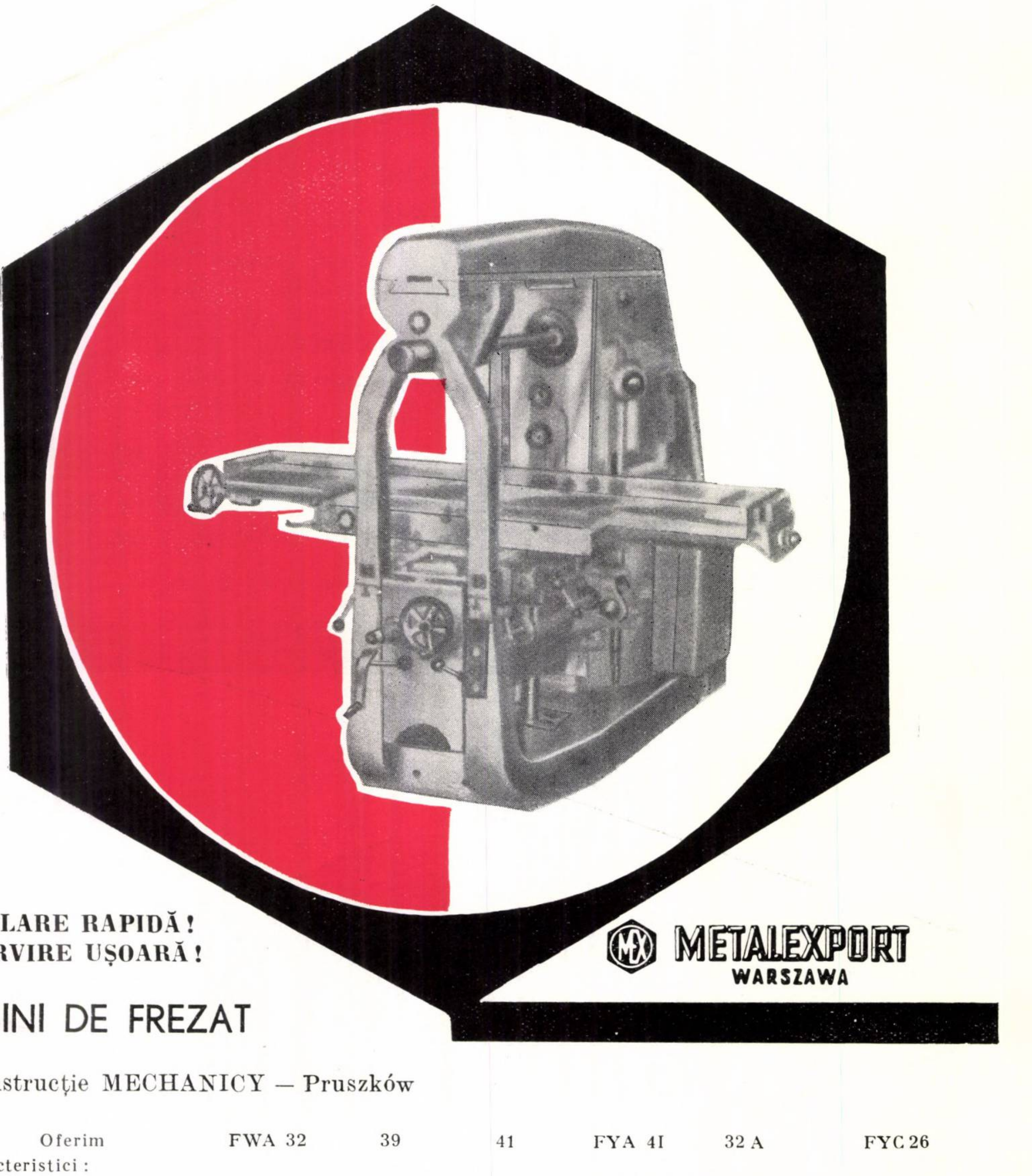


Exportator exclusiv pentru maşini textile poloneze :

BEFAMA

MEX METALEXPORT
WARSZAWA

Mokotowska 49
Telefon : 28 44 41 — Telex : 8 12 41
Telegrame : Metalex Warszawa



INSTALARE RAPIDĂ!
DESERVIRE UŞOARĂ!

METALEXPORT
WARSZAWA

MAŞINI DE FREZAT

de construcţie MECHANICY — Pruszków

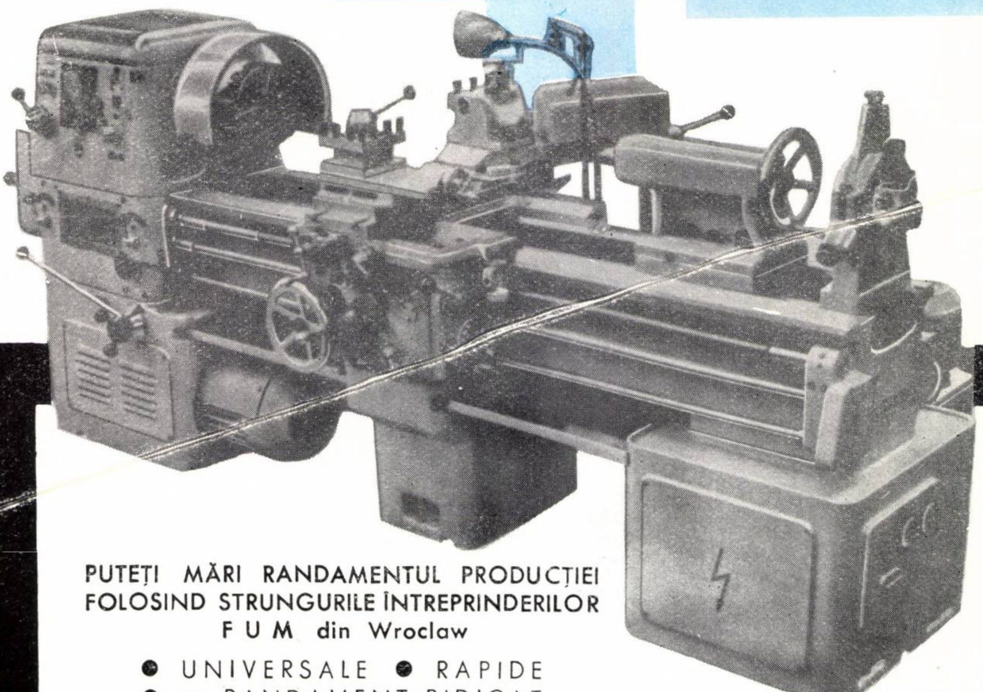
Oferim	FWA 32	39	41	FYA 4I	32 A	FYC 26
Caracteristici:						
Cursa longitudinală, mm	890	850	1060	1065	890	800
Cursa transversală, mm	240	260	350	400	270	185
Cursa verticală, mm	400	430	430	360	280	340
Turaţia broşei, rot/min	20 — 1500	28 — 1300	20 — 1010	20 — 1500	65 — 1800	35 — 1030
Avansuri longitudinale						
Puterea motorului principal, kW	7	10	10	10	7	4,5

PUTERE MARE! CONSTRUCŢIE RIGIDĂ! RANDAMENT ŞI PRECIZIE! ECONOMICITATE DATORITĂ GAMEI ÎNTINSE DE VITEZE ALE BROŞEI ŞI DE AVANSURI ALE MESEI

La cererea clientului se livrează un bogat echipament care permite utilizarea maşinilor în diferite condiţii de producţie — de serie sau de masă

Exportator exclusiv:
METALEXPORT, Varşovia, Mokotovska 49, POLONIA
Solicitaţi informaţii de detaliu!

METALEXPORT
WARSZAWA



PUTEȚI MĂRI RANDAMENTUL PRODUCȚIEI FOLOSIND STRUNGURILE ÎNTREPRINDERILOR FUM din Wroclaw

- ● UNIVERSALE ● RAPIDE
- ● cu RANDAMENT RIDICAT

Caracteristici:	TUC 40	TUD 50	TUD 63
Diametrul maxim admisibil deasupra patului, mm	400/225	500/325	630/369
Distanța între vîrfuri, mm	750/2 000	750/2 000	1 000/5 000
Gama de viteze, rot/min	28–1 400	18–1 800	9–1 800
Puterea motorului, kW	7	7,5/4	13

Posibilitate de filetare pentru toate filetele importante: filetare în țoli și metrică.

Determinarea mecanică a rapoartelor cutiei de viteze scurtează timpul de lucru.

Exportator exclusiv: METALEXPORT
Varşovia — Mokotowska 49 — Polonia
Cereți informații detaliate!

centrozap

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR
CENTROZAP
Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Căsuța poștală: 825
Telefon: 51-34-01 • Telex: 31-242
Telegrame: CENTROZAP — Katowice

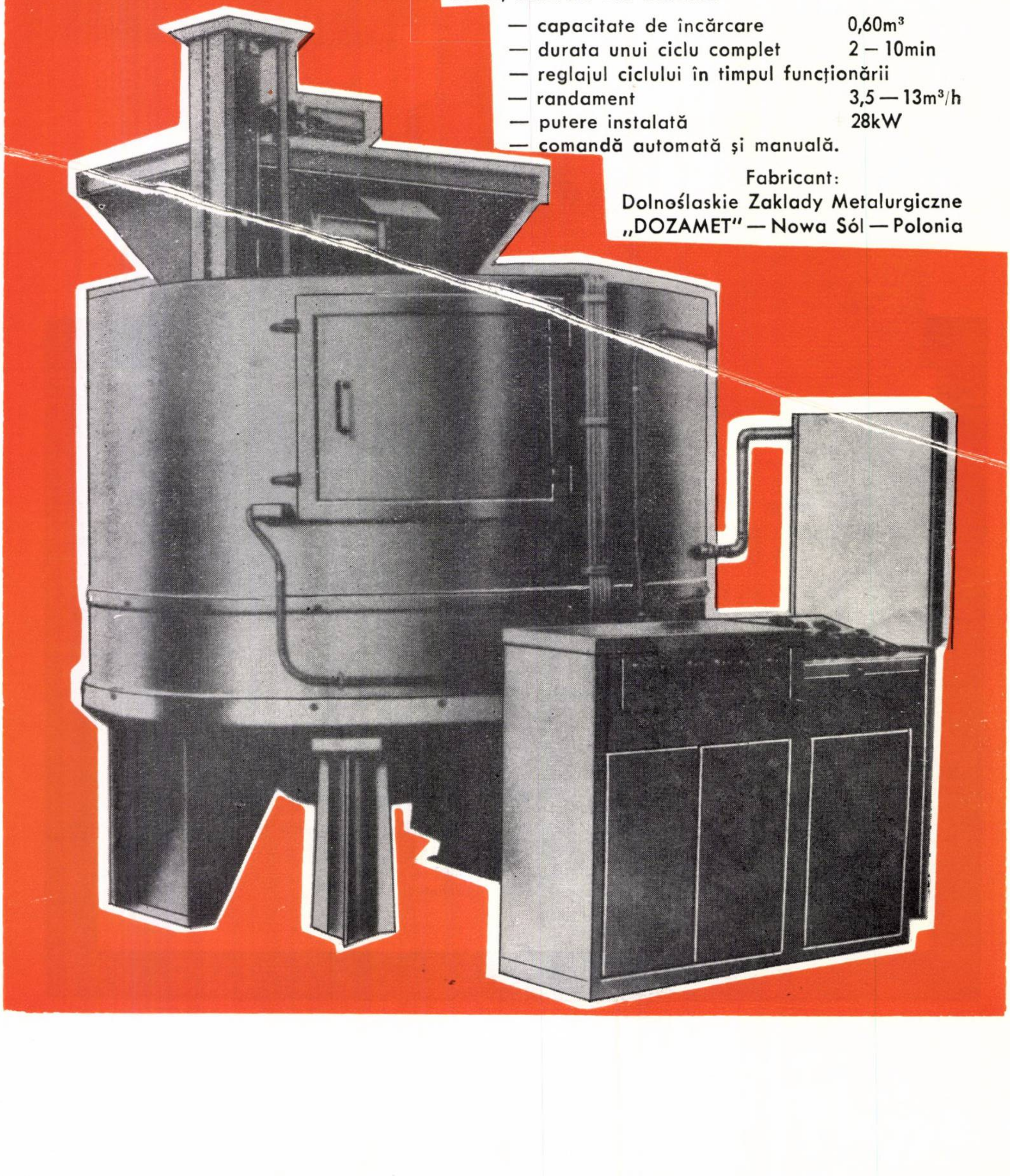
exportă:

MALAXOARE AUTOMATIZATE CU CILINDRI tip MK-060/A și MK-060/B

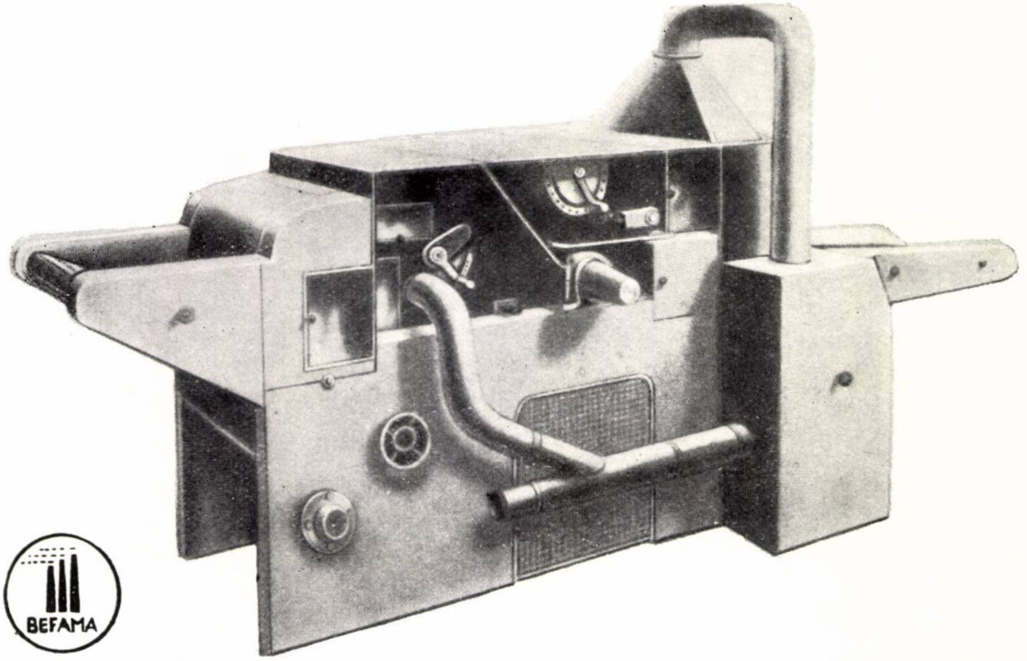
MAȘINI AUTOMATIZATE — pentru prelucrarea și adaptarea amestecurilor de formare umplînd formele cu modele și miezuri, cu amestecuri proaspete sau uzate, naturale sau sintetice

- capacitate de încărcare 0,60m³
- durata unui ciclu complet 2 — 10min
- reglajul ciclului în timpul funcționării
- randament 3,5 — 13m³/h
- putere instalată 28kW
- comandă automată și manuală.

Fabricant:
Dolnośląskie Zaklady Metalurgiczne
„DOZAMET" — Nowa Sól — Polonia



LUP DESTRĂMĂTOR TIP AC 11



Producător: BEFAMA BIELSKO — Polonia (vechea casă Josephy fondată în 1851).

METALEXPORT
WARSZAWA

Varşovia, Mokotowska 49, Polonia
Telex: METALEX WARSZAWA
Telefon: 28 44 41

Maşina serveşte pentru obţinerea de fibre din cîrpe, deşeuri brute sau margini de diverse ţesături sau tricot.

În funcţie de necesităţi, mai ales cînd trebuie să se obţină fibre din ţesături brute sau din resturi de fire, maşina poate fi realizată cu cilindri multipli. Primul cilindru este acţionat de un motor cu trei turaţii şi se roteşte „în sus". Fiecare cilindru următor este acţionat de un motor cu o singură turaţie, sensul de rotaţie fiind opus primului cilindru.

Debit	50 — 150 kgf/h
Diametrul cilindrului	640 mm
Viteza primului cilindru	600—800—1 200 rot/min
Lăţimea de lucru	600 mm
Putere instalată — primul cilindru	24,7 kW
Putere instalată — cilindrii următori	12,8 kW (fiecare)

Pentru orice informaţie a se adresa:
Exportator

METALEXPORT, Varşovia, POLONIA.

centrozap

RAPID — EFICIENT — ECONOMIC

TRANSPORT VERTICAL

asigurat de

ASCENSOARELE (Montecharge)

de construcţie poloneză

Întreprinderea de comerţ exterior

CENTROZAP

Oferă instalaţii cunoscute prin calitatea lor:

— ASCENSOARE PENTRU PERSOANE, cu o forţă de ridicare de 4—10 persoane (320—800kgf) — pentru imobile de locuit, birouri, clădiri comerciale etc.

— ASCENSOARE PENTRU MATERIALE şi ASCENSOARE COMBINATE pentru mărfuri şi persoane, cu o forţă de ridicare de la 500 la 4 000 kgf — pentru intreprinderi, magazine, depozite etc.

— ASCENSOR PENTRU SPITALE, cu o forţă de ridicare de 500 kgf — pentru spitale-preventorii, sanatorii etc.

— ASCENSOARE PENTRU MĂRFURI, cu o forţă de ridicare de 100 sau 200 kgf — de mare utilitate pentru transportul intern între sectoare sau locurile de muncă

- Coeficient de siguranţă maxim
- Deservire uşoară (comanda adaptată necesităţilor)
- Exploatare economică
- Funcţionare fără defect
- Construcţie modernă
- Execuţie îngrijită

Toate informaţiile necesare date de:
EXPORTATORUL EXCLUSIV: ÎNTREPRINDEREA DE COMERŢ EXTERIOR **CENTROZAP**
Katowice — Ligonia 7 — Polonia
Telefan: 51-34-01
Telex: 51-242
Telegrame: CENTROZAP — Katowice

centrozap

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR
CENTROZAP
Katowice—Ligonia 7 —Polonia
Căsuța poștală: 825
Telefon: 51-34-01 • Telex: 31-242
Telegrame: CENTROZAP—Katowice

exportă:

Mașini de format tip NSH—8

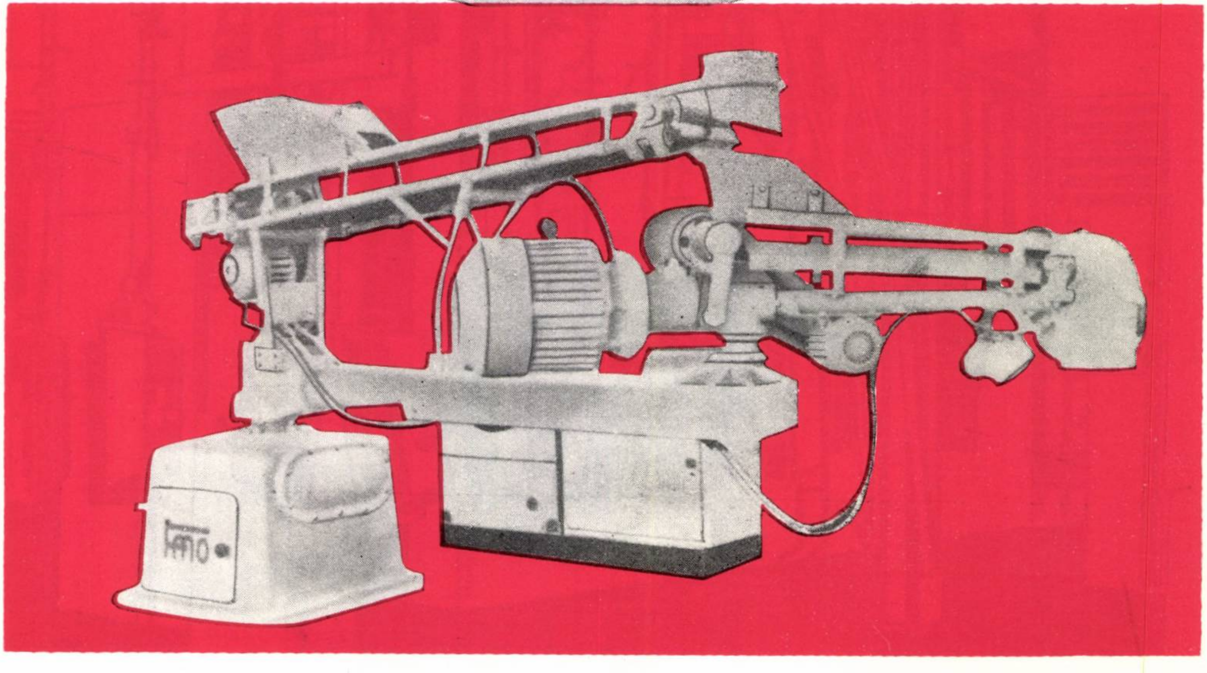
cu comandă hidraulică pentru umplerea formelor de dimensiuni mari.

Mașinile de format tip NSH—8
— măresc în mod apreciabil gradul de mecanizare a întreprinderilor
— asigură compactitatea masei formate
— ameliorează calitatea suprafeței formelor.

Punerea în valoare a mașinii de format nu este posibilă decît prin utilizarea instalațiilor de ridicare.

Se obțin rezultate optime folosind o instalație mecanizată formată din:
— un grup de mașini dozatoare
— o masă rotativă
— instalații de ridicat și altele.

Fabricant: FAMO—Kraków—Polonia



centrozap

ÎNTREPRINDEREA DE COMERȚ EXTERIOR
CENTROZAP

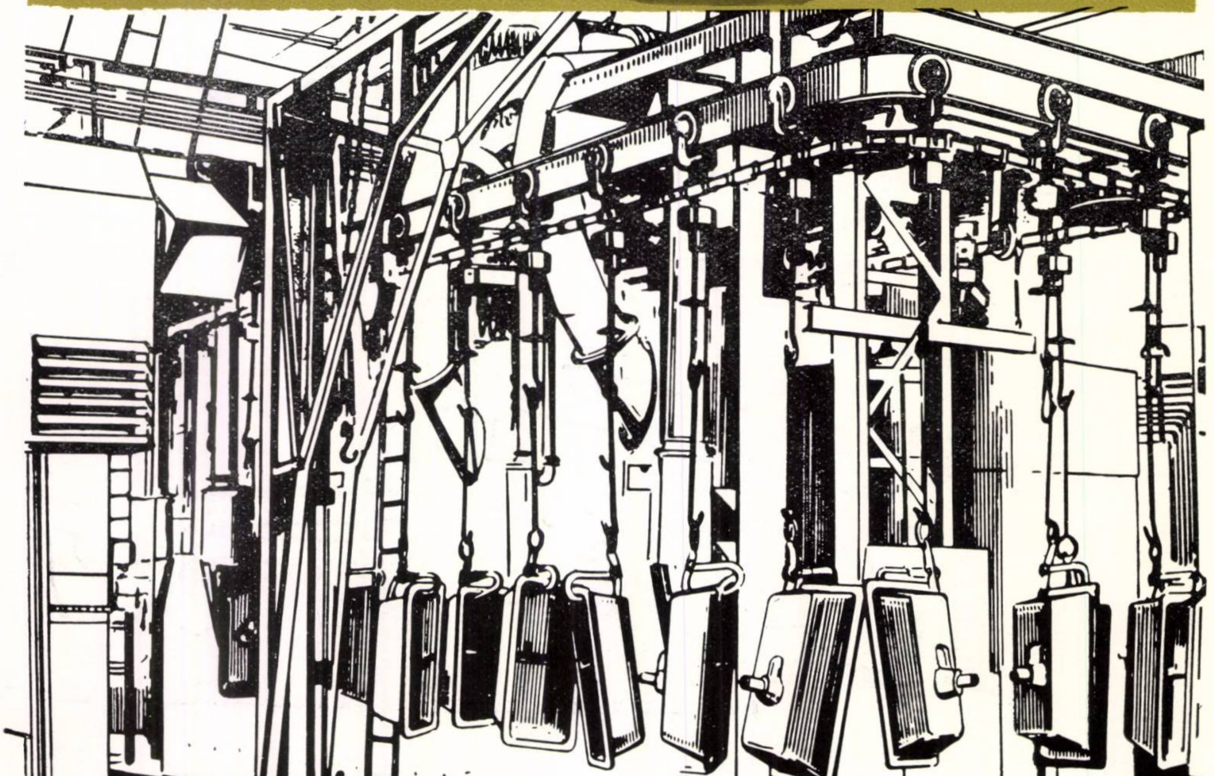
Katowice-Ligonia 7-Polonia
Căsuța Poștală: 825
Telefon: 51-34-01 • Telex: 31-242
Telegrame: CENTROZAP—Katowice

Exportă

MAȘINI CENTRIFUGALE CU BANDĂ PENTRU CURĂȚAT PIESE
tip OWTP-300

livrate, montate și puse în funcțiune
SECȚII COMPLETE PENTRU CURĂȚAT PIESE, adaptate condițiilor reale din întreprinderile producătoare, garantînd un mare randament și o intensitate maximă de curățare a pieselor turnate, forjate sau ambutisate.
Construcția modernă a ansamblului asigură condițiile necesare de protecția muncii.

Fabricant:
Dolnośląskie Zakłady Metalurgiczne DOZAMET—Nowa Sól—Polonia



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA
ANUL XVII, DECEMBRIE 1965, Nr. 12

CUPRINS

Trică, Gh. și *Drăghici, I*: **Considerații asupra performanțelor dinamice ale autobuzelor românești.** 669

Drăghici, I: **Contribuții la studiul confortabilității autocamioanelor românești.** 676

Drăghici, G.: **Influența răcirii cu lichid pulverizat asupra durabilității cuțitului de strung.** 683

Ionescu, D. și *Ionescu, L.*: **Tipuri și forme de ecrane paravînt folosite în construcțiile navale.** 688

Băiceanu, M.: **Considerații asupra introducerii procedeului de șlefuire cu bandă abrazivă.** 692

Ionașiu, P. T.: **Contribuții la calculul desfășuratelor pieselor îndoite din tablă.** 694

Boța, M.: **Folosirea normării și salarizării muncii ca pîrghii importante pentru reducerea prețului de cost.** 698

Haiduc, I.: **Despre raportul zilnic al principalilor indicatori de plan ca ajutor în conducerea operativă a întreprinderilor.** 704

Crețulescu, C.: **Contribuții la asimilarea unor lubrifianți străini.** 709

DOCUMENTARE 714

RECENZII 720

REVISTA REVISTELOR 722

INDEX ALFABETIC 724

Redactori responsabili: prof. ing. C. Aramă, membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România și conf. ing. M. Soare — Redactor: ing. E. Petrescu

CZ 629.114.5.072.5

Trică, Gh. şi *Drăghici, I.* : **Consideraţii asupra performanţelor dinamice ale autobuzelor româneşti.**

Se studiază unele performanţe dinamice ale autobuzelor româneşti şi condiţiile optime de realizare a procesului de cuplare a ambreiajului.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12 p. 669–675

CZ 629.114.4 (498)

Drăghici, I. : **Contribuţii la studiul confortabilităţii autocamioanelor româneşti.**

Se analizează influenţa parametrilor principali ai autocamioanelor asupra confortabilităţii, precizîndu-se posibilităţile de ameliorare respective pentru autocamioanele fabricate în Republica Socialistă România.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 676–683

CZ 621.941.025:621.892.6

Drăghici, G. : **Influenţa răcirii cu lichid pulverizat asupra durabilităţii cuţitului de strung.**

Se analizează rezultatele practice obţinute la răcirea cuţitului de strung cu lichid pulverizat.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 683–687

CZ 629.12: 072.5

Ionescu, D. şi *Ionescu, L.* : **Tipuri şi forme de ecrane paravînt folosite în construcţiile navale.**

Se realizează o descriere a principalelor tipuri de ecrane paravînt utilizate în construcţii navale.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 688–692

CZ 621.923:621.357

Băiceanu, M. : **Consideraţii asupra introducerii procedeului de şlefuire cu bandă abrazivă.**

Se evidenţiază avantajele obţinute prin introducerea şlefuirii cu bandă abrazivă la Uzinele „6 Martie"—Zărneşti.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 692–694

CZ 621.981.1.001.24

Ionaşiu, P. T. : **Contribuţii la calculul desfăşuratelor pieselor îndoite din tablă.**

Se propune o metodă rapidă pentru determinarea lungimii desfăşurate a pieselor îndoite din tablă.

Construcţia de Maşini 17(1965), nr 12, p. 694–698

CZ 338.062.41 ;338.063.41

Boţa, M. : **Folosirea normării şi salarizării muncii ca pîrghii importante pentru reducerea preţului de cost.**

Se analizează influenţa normării şi salarizării muncii asupra reducerii preţului de cost la Uzinele „Semănătoarea"—Bucureşti.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 698–704

CZ 338.062.11 ;621

Haiduc, I. : **Despre raportul zilnic al principalilor indicatori de plan ca ajutor în conducerea operativă a întreprinderilor.**

Se propune generalizarea unui material metodic experimentat la Uzinele Mecanice—Timişoara pentru raportarea zilnică a principalilor indicatori de plan.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 704–709

CZ 621.982

Creţulescu, C. : **Contribuţii la asimilarea unor lubrifianţi străini.**

Se stabileşte corespondenţa de calitate între lubrifianţii româneşti şi o serie de lubrifianţi străini.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 709–714

Revista CONSTRUCŢIA DE MAŞINI, organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini şi al Consiliului Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din Republica Socialistă România – Redacţia şi administraţia, Bucureşti, str. Ion Ghica, nr. 3, Raion Tudor Vladimirescu, telefon: 13.84.16. Revista este editată de M.I.C.M. Abonamentele se primesc la administraţia revistei. Instituţiile pot achita abonamentele pentru biblioteci şi cabinetele tehnice în contul nostru de virament: 026.002 Banca Naţională a Republicii Socialiste România, Filiala 30 Decembrie, M.I.C.M. — Oficiul de documentare şi publicaţii tehnice — Bucureşti. Tarif pentru întreprinderi: lei 150 anual; tarif pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar lei 8. Tiparul: I. P. „Informaţia", str. Brezoianu, nr. 23—25. Bucureşti, c. 4103

Taxele poştale plătite în numerar conform aprobării D. G. P. Tc. nr. 560/727/1965.

41 023

ДК 629.114.5.072.5

Трикэ, Г. и *Дрэгич, И.*: **О динамических параметрах румынских автобусов.**

Рассматриваются некоторые динамические параметры румынских автобусов и оптимальные условия осуществления процесса включения муфты сцепления.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, стр. 669–675

ДК 629.114.4 (498)

Дрэгич, И.: **К вопросу изучения комфортабельности румынских грузовых машин.**

Анализируется влияние основных параметров грузовых машин на комфортабельность, причем уточняются соответствующие возможности усовершенствования производимых в Румынии грузовых машин.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, стр. 676–683

ДК 621.941.025 ;621.892.6

Дрэгич, Г.: **Влияние охлаждения распыляемой жидкостью на прочность токарного резца.**

Анализируются практические результаты, полученные при охлаждении токарного резца распыляемой жидкостью.

Construcţia de Maşini 17(1965), № 12. стр. 683–687

ДК 629.12: 072.5

Ионеску, Д. и *Ионеску, Л.*: **Типы и формы экранов, применяемых в судостроении.**

Авторы описывают основные типы ветрозащитных экранов, используемых в судостроении.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, срт. 688–692

ДК 621.923:621.357

Бэичану, М.: **К вопросу внедрения шлифовки абразивной лентой.**

Отмечаются преимущества, полученные в результате внедрения шлифовки абразивной лентой на заводе им. 6 Марта в Зэрнешть.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, стр. 692–694

ДК 621.981.1.001.24

Ионашиу, П. Т.: **К вопросу расчета эвольвент жестяных изогнутых деталей.**

Предлагается скоростной метод определения развернутой длины жестяных изогнутых деталей.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, стр. 694–698

ДК 338.062.41 ; 338.063.41

Боца, М.: **Использование нормирования и зарплаты в качестве основных средств снижения себестоимости.**

Анализируется влияние нормирования и зарплаты на снижение себестоимости на Бухарестском заводе „Семэнэтоаря".

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, стр. 698–704

ДК 338.062.11 ; 621

Хайдук, И.: **Об ежедневном отчете основных плановых показателей для оказания содействия оперативному руководству предприятиями.**

Предлагается обобщение методологического материала, испытанного на Тимишоарском механическом заводе для ежедневной отчетности основных плановых показателей.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, стр. 704–709

ДК 621.982

Крецулеску, К.: **К вопросу внедрения ряда смазочных материалов зарубежного производства.**

В статье устанавливается соответствие между качеством румынских смазочных материалов и свойствами ряда аналогичных зарубежных продуктов.

Construcţia de Maşini 17 (1965), № 12, стр. 709–714

DK 629.114.5.072.5

Trică, Gh. und *Drăghici, I.*: **Bemerkungen über dynamische Leistungskenndaten rumänischer Autobusse.**

Es werden einige dynamische Leistungskenndaten der rumänischen Autobusse und die optimalen Voraussetzungen für den Kupplungsprozess dargelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 669–675

DK 629.114.4 (498)

Drăghici, I.: **Beiträge zum Studium der Fahrbequemlichkeit rumänischer Lastkraftwagen**

Es wird der Einfluss der Hauptparameter der LKW auf den Fahrkonfort analysiert und die entsprechenden Verbesserungsmöglichkeiten bei in der Rumänische Sozialistischen Republik gebauten LKW erörtert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 676–683

DK 621.941.025 ;621.892.6

Drăghici, Gh.: **Der Einfluss der Kühlung mit Sprühflüssigkeit auf die Lebensdauer der Drehmeissels.**

Es werden die praktischen Ergebnisse dargelegt, die beim Kühlen des Drehmeissels mit Sprühflüssigkeit erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 683–687

DK 629.12 : 072.5

Ionescu, D. und *Ionescu, L.*: **Typen und Formen von Windschutzscheiben für den Schiffbau.**

Im Aufsatz werden die wichtigsten Typen von Windschutzscheiben beschrieben, die im Schiffbau verwendet werden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 688–692

DK 621.923 ;621.357

Băiceanu, M.: **Erwägungen über die Einführung des Schleifbandverfahrens.**

Der Verfasser unterstreicht die Vorteile, die durch Einführung des Schleifbandverfahrens in den „6 Martie"–Werken von Zărneşti erzielt wurden.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 692–694

DK 621.981.1.001.24

Ionaşiu, P. T.: **Beiträge zur Berechnung der Evolute gebogener Blechwerkstücke.**

Es wird ein Schnellverfahren zur Längenberechnung der Evolute gebogener Blechwerkstücke vorgeschlagen.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 694–698

DK 338.062.41 ;338.063.41

Boţa, M.: **Arbeitsnormung und-entlohnung als wichtiges Mittel zur Senkung des Gestehungspreises.**

Es wird der Einfluss der Arbeitsnormung und-entlohnung auf die Senkung des Gestehungspreises in den Bukarester Werken „Semănătoarea" analysiert.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 698–704

DK 338 .062.11 ;621

Haiduc, I.: **Uber tägliche Berichterstattung der wichtigsten Plankennziffern als Unterstützung bei der operativen Leitung der Betriebe.**

Es wird die Verallgemeinerung einer Methode vorgeschlagen, die in den Maschinenwerken von Timişoara durch die täglich Berichterstattung der Plankennziffern erprobtwurde.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 704–709

DK 621.982

Creţulescu, C.: **Beiträge zur Angleichung ausländischer Schmiermittel.**

Es wird die Qualitätsangleichung zwischen rumänischen und einer Reihe ausländischer Schmiermittel festgelegt.

Construcţia de Maşini 17 (1965), H. 12, S. 709–714

CD 629.114.5.072.5

Trică, Gh. et *Drăghici, I.* : **Considérations sur les performances dynamiques des autobus roumains.**

On étudie certaines performances dynamiques des autobus roumains, ainsi que les meilleures conditions pour réaliser le processus de l'accouplement de l'embrayage.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 669–675

CD 629.114.4(498)

Drăghici, I. : **Contributions à l'étude du confort des camions-automobiles roumains.**

L'auteur analyse l'influence des principaux paramètres des camions-automobiles sur le confort et précise les possibilités d'amélioration pour les camions-automobiles de fabrication roumaine.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 676–683

CD 621.941.025 ;621.892.6

Drăghici, G. : **L'influence du refroidissement par liquide pulvérisé sur la durabilité de l'outil à charioter.**

L'auteur analyse les résultats pratiques obtenus par le refroidissement de l'outil à charioter à l'aide d'un liquide pulvérisé.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 683–687

CD 629.12 ; 072.5

Ionescu, D. et *Ionescu, L.* : **Types et formes d'écrans employés dans les constructions navales.**

On décrit les principaux types d'écrans-paravents employés dans les constructions navales.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 688–692

CD 621.923 ;621.357

Băiceanu, M. : **Considérations sur l'introduction du polissage à bande abrasive.**

On met en évidence les avantages de l'introduction du polissage à bande abrasive aux usines ,,6 Martie" de Zărneşti

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 692–694

DK 621.981.1.001.24

Ionaşiu, P. T. : **Contributions au calcul des développées des pièces pliées, en tôle.**

L'auteur propose une méthode rapide pour déterminer la longueur développée des pièces pliées, en tôle.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 694–698

CD 338.062.41 :338.063.41

Boţa, M :. **La normalisation et le salaire du travail, leviers importants pour réduire le prix de revient.**

On examine l'influence de la normalisation et du salaire sur la réduction du prix de revient aux usines ,,Semănătoarea" de Bucarest.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 698–704

CD 338.062.11: 621

Haiduc, I. : **Le rapport journalier sur les principaux indicateurs du plan favorise la conduite efficace des entreprises.**

On propose la généralisation de la méthode appliquée aux ,,Usines mécaniques" de Timişoara : le rapport journalier sur les principaux indicateurs du plan.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 704–709

CD 621.982

Creţulescu, C. : **Contributions à l'adaptation de plusieurs lubrifiants étrangers.**

On établit les correspondances entre les lubrifiants roumains et plusieurs lubrifiants étrangers, en ce qui concerne la qualité.

Construcţia de Maşini 17 (1965), no. 12, p. 709–714

DC 629.114.5.072.5

Trică, Gh. and *Drăghici, I.* : **Some considerations concerning the dynamic performances of Rumanian buses.**

Some of the dynamic performances of the Rumanian buses as well as the optimum clutch coupling conditions are studied.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 669–675

DC 629.114.4 (498)

Drăghici, I. : **Contributions to the comfortableness study of Rumanian trucks.**

The influence of the main parameters on the comfortableness of trucks is analysed and the ways of improving it in the Rumanian-made trucks are pointed out.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 676–683

DC 621.941.025 ;621.892.6

Drăghici, Gh. : **The influence of pulverized-liquid cooling on the durability of lathe tools.**

The practical results obtained from cooling the lathe tools with pulverized liquid are analysed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 683–687

DC 629.12 ;072.5

Ionescu, D. and *Ionescu, L.* : **Types and shapes of wind-protection screens used in naval constructions.**

The main types of wind-protection screens used in naval constructions are described.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 688–692

DC 621.923 ;621.357

Băiceanu, M. : **Some considerations concerning the introduction of the abrasive-band polishing process.**

The advantages derived from the introduction of the abrasive--band polishing at the ,,6 Martie" Works at Zărneşti are emphasized.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 692–694

DC 621.981.1.001.24

Ionaşiu, P. T. : **Contributions to the calculus of the developed dimensions of bent sheet pieces.**

A rapid method for the determination of the developed lenght of bent sheet pieces is suggested.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 694–698

DC 338.062.41 ;338.063.41

Boţa, M. : **The utilisation of norm and wage systems as important factors in cutting down the cost price.**

The influence of rate setting and wage system on cost price reduction at the ,,Semănătoarea" Works in Bucharest is analysed.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 698–704

DC 338.062.11 ;621

Haiduc, I. : **Concerning the daily report on the main plan indexes as a useful contribution to the effective management of enterprises.**

The generalization of a methodic material concerning the daily report on the main plan indexes tested at the ,,Uzinele Mecanice" in Timişoara is suggested.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 704–709

DC 621.982

Creţulescu, C. : **Contributions to the assimilation of some foreign lubricants.**

The quality correspondence between the Rumanian lubricants and a series of foreign lubricants is established.

Construcţia de Maşini 17 (1965), nr. 12, p. 709–714

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI ȘI AL CONSILIULUI NAȚIONAL AL INGINERILOR ȘI TEHNICIENILOR DIN REPUBLICA SOCIALISTĂ ROMÂNIA

ANUL XVII, DECEMBRIE 1965, Nr. 12

CZ 629.114.5.072.5

Considerații asupra performanțelor dinamice ale autobuzelor românești

GHEORGHE TRICĂ și ION DRĂGHICI

Nivelul actual al dezvoltării tehnicii automobilistice mondiale impune mărirea vitezelor medii de circulație, care depind în mare măsură de performanțele dinamice ale automobilelor.

La multe autovehicule deși sînt realizate viteze mari la sfîrșitul fiecărei trepte a cutiei de viteze, se obțin viteze medii mici datorită intensității scăzute a demarajului, ceea ce duce la dese schimbări ale vitezelor, aceasta ca o consecință a alegerii nejudicioase a rapoartelor de transmitere; în plus organele transmisiei sînt suprasolicitate, iar puterea motorului nefiind corect utilizată are loc și mărirea consumului de combustibil.

Pentru aprecierea performanțelor dinamice ale automobilelor se folosesc următorii parametri [6], [7]: caracteristica dinamică a automobilului, vitezele critice de deplasare pe pantele maxime posibile, viteza maximă a automobilului, intensitatea demarajului, intensitatea frînării, vitezele medii tehnice de deplasare în diferite condiții de drum.

De obicei, atunci cînd se analizează performanțele dinamice ale automobilelor nu se ține seamă de condițiile realizării procesului de cuplare din ambreiaj, proces care are o influență directă atît asupra performanțelor dinamice și economice ale automobilului respectiv, cît și asupra durabilității organelor transmisiei.

Viteza medie a automobilului va fi cu atît mai mare cu cît viteza maximă și capacitatea de accelerare corespunzătoare fiecărei trepte vor fi mai mari. Trebuie menționat însă că determinarea unor rapoarte de transmitere care să permită realizarea unor accelerații maxime pe toată durata parcursului creează posibilitatea obținerii unor viteze medii sporite, chiar dacă pentru o treaptă sau pentru toate treptele vitezele maxime sînt mai mici.

De aceea, în condițiile circulației urbane și în condițiile deplasării pe drumuri din regiuni deluroase sau muntoase, are o însemnătate deosebită intensitatea demarajului în perioada imediat următoare pornirii din loc.

Din punctul de vedere al raportului total de transmitere, treapta 1 (de pornire) trebuie să respecte condițiile realizării cuplării optime a ambreiajului [3], [4], situație în care se va obține și o accelerație mare.

În cele ce urmează se vor analiza unele dintre performanțele dinamice ale autobuzelor românești (TV-2), plecînd și de la condițiile optime de realizare a procesului de cuplare în ambreiaj; se vor preciza, de asemenea, unele modificări care nu schimbă construcția actuală a automobilelor și care nu implică o nouă proiectare și pregătire de fabricație, dar care pot îmbunătăți substanțial atît performanțele dinamice și economice, cît și durabilitatea transmisiei autobuzelor.

Performanțele dinamice ale autobuzelor TV-2. Caracteristica dinamică, care reprezintă variația raportului dintre forța disponibilă de tracțiune și greutatea totală a automobilului, are o importanță deosebită pentru aprecierea multilaterală a performanțelor, și anume:

— indică mărimea rezistențelor pe care le poate învinge automobilul și vitezele de deplasare posibile;

— permite stabilirea vitezelor critice de deplasare pe pantele maxime posibile (adică viteza corespunzătoare valorii maxime a factorului dinamic).

Pentru construirea grafică a caracteristicii dinamice se folosește ecuația factorului dinamic [5], [6], [7]:

$$D = \frac{P_t - P_a}{G_a} \cdot 100, \%, \tag{1}$$

în care:

D este factorul dinamic;

P_t — forța de tracțiune la roțile motoare

$$P_t = \frac{M_e \cdot i_c \cdot i_0 \cdot \eta}{r_c}, \text{ kgf}; \tag{2}$$

P_a — rezistenţa aerului ; $P_a = \frac{K.F.V_a^2}{13}$, kgf, (3)

G_a — greutatea totală a autobuzului.

În expresiile (2) şi (3), s-au notat :

M_e — cuplul motor ;

i_c, i_0 — rapoartele de transmitere din cutia de viteze, respectiv din transmisia principală ;

η — randamentul transmisiei autobuzului ;

r_c — raza de rulare a anvelopelor roţilor motoare ;

K — coeficientul de rezistenţă a aerului ;

F — suprafaţa frontală a autobuzului ;

V_a — viteza de deplasare a autobuzului.

Caracteristicile dinamice calculate ale autobuzelor TV-2U şi TV-2R sînt indicate în figura 1, respectiv figura 2, unde curbele trasate cu linie continuă reprezintă caracteristica dinamică a autobuzelor cu transmisie existentă, iar cifrele romane indică treapta de viteză pentru care este considerată curba. Cu linie întreruptă s-a trasat caracteristica dinamică a autobuzelor cu transmisia îmbunătăţită, aşa cum se va vedea în continuare.

Pentru comparaţie, s-a indicat în tabela 1 factorul dinamic maxim pentru fiecare treaptă de viteză şi viteza critică corespunzătoare, atît pentru autobuzele TV-2U şi TV-2R, cît şi pentru unele autobuze sovietice similare [6].

În cazul circulaţiei cu viteze mai mari decît viteza critică — cea corespunzătoare factorului dinamic maxim — mărirea întîmplătoare a rezistenţei drumului ce face să scadă viteza duce în acelaşi timp la mărirea factorului dinamic, ceea ce asigură o deplasare stabilă.

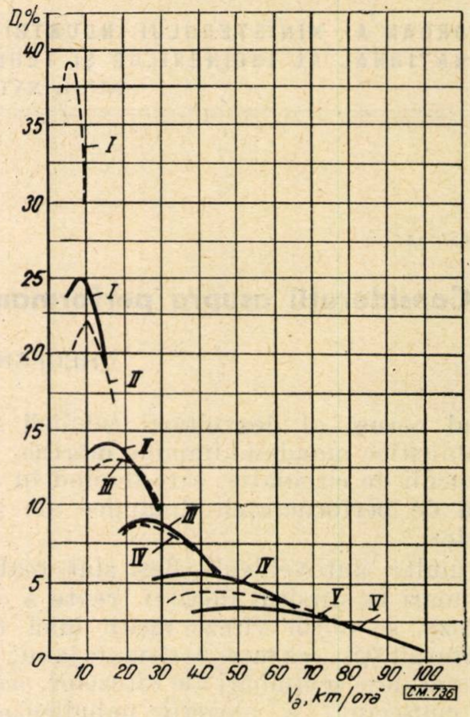


Fig. 1

Tabela 1

Tipul autobuzului	Greutatea totală, kgf	Puterea maximă $\frac{CP}{n}$	Cuplul maxim $\frac{m\ kgf}{n}$	Anvelope	Raportul global de transmitere în treapta I	Factorul dinamic maxim, %/viteza critică corespunzătoare, km/h				
						I	II	III	IV	V
TV−2U*	11 500	$\frac{148}{3\,800}$	$\frac{34}{2\,400}$	10,0−20″	51,27	$\frac{25}{8,5}$	$\frac{13,9}{15,5}$	$\frac{8,75}{26,5}$	$\frac{5,5}{38}$	$\frac{3,5}{48}$
TV−2R*	9 700	$\frac{148}{3\,800}$	$\frac{34}{2\,400}$	10,0−20″	51,27	$\frac{29,7}{8,5}$	$\frac{16,87}{16}$	$\frac{10,5}{26}$	$\frac{6,6}{40}$	$\frac{4,1}{52}$
TV−2U**	11 500	$\frac{148}{3\,800}$	$\frac{34}{2\,400}$	10,0−20″	78,53	$\frac{39,2}{6,5}$	$\frac{22}{10}$	$\frac{13,10}{17}$	$\frac{8,7}{25}$	$\frac{4,5}{41,5}$
TV−2R**	9 700	$\frac{148}{3\,800}$	$\frac{34}{2\,400}$	10,0−20′,	78,53	$\frac{46,75}{6,00}$	$\frac{26}{11}$	$\frac{16}{17}$	$\frac{10,5}{25}$	$\frac{5,5}{38}$
ZIL−155	10 190	$\frac{95}{2\,800}$	$\frac{31}{1\,200}$	10,0−20″	58,5	$\frac{29,6}{3,9}$	$\frac{15,7}{7,3}$	$\frac{9}{12}$	$\frac{4,7}{24,4}$	$\frac{3,9}{30,1}$
LAZ−695	10 775	$\frac{109}{2\,800}$	$\frac{34}{1\,250}$	10,0−20″	58,5	$\frac{30,6}{4,1}$	$\frac{16,3}{7,6}$	$\frac{9,3}{13,4}$	$\frac{4,8}{25,4}$	$\frac{3,7}{31,4}$
ZIL−158	11 500	$\frac{109}{2\,800}$	$\frac{34}{1\,250}$	10,0−20″	58,5	$\frac{28,8}{4,1}$	$\frac{15,5}{7,6}$	$\frac{8,9}{13,4}$	$\frac{4,5}{25,4}$	$\frac{3,5}{31,4}$
ZIL−127	13 000	$\frac{180}{2\,000}$	$\frac{72}{1\,300}$	320−20″	26,0	$\frac{23}{9,9}$	$\frac{12}{17,9}$	$\frac{5,9}{34,2}$	$\frac{3,0}{61}$	

* Autobuzele cu rapoartele de transmitere în varianta existentă.

** Autobuzele cu rapoartele de transmitere în varianta propusă.

Cînd viteza de deplasare este mai mică decît viteza critică, mărirea rezistenței drumului duce la scăderea vitezei și a factorului dinamic ; în acest caz mișcarea devine instabilă, iar învingerea unor rezistențe mărite în treapta respectivă devine imposibilă (fig. 1 și 2).

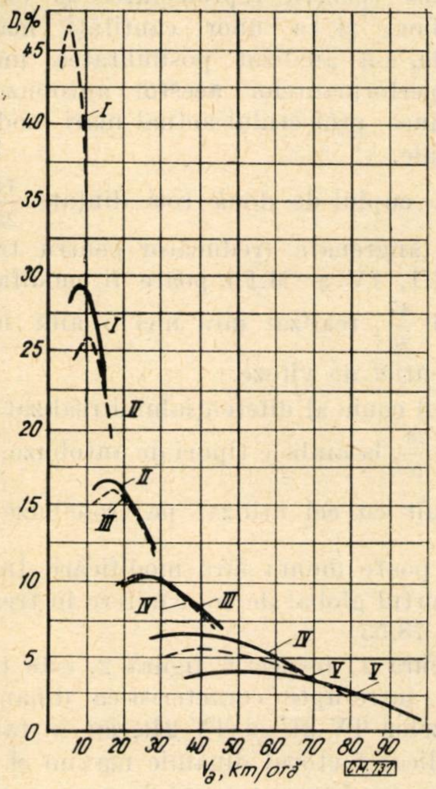


Fig. 2

Pentru fiecare treaptă, cea mai favorabilă situație va fi aceea la care viteza critică cea mai mică corespunde factorului dinamic celui mai mare și invers, cea mai defavorabilă va fi aceea pentru care, la o viteză critică maximă, corespunde factorul dinamic cel mai mic ; dacă problema este privită sub acest aspect, reiese din figurile 1 și 2 că varianta propusă pentru autobuzele TV-2 reprezintă o soluție superioară.

În același sens, din tabela 1 se vede că performanțele dinamice ale autobuzelor TV-2U și TV-2R sînt inferioare variantei propuse, chiar dacă sînt comparate cu autobuzele sovietice similare, despre care D. P. Velikanov afirmă că sînt nemulțumitoare [6].

Faptul că viteza critică în priză directă este mare — 48 km/h la TV-2U și 52 km/h la TV-2R — iar factorul dinamic corespunzător destul de mic — 0,035 la TV-2U și 0,041 la TV-2R — duce la cuplări și decuplări dese ale cutiei de viteză, ceea ce îngreunează conducerea și mărește consumul de combustibil, în special în condițiile circulației intense din orașele mari sau pe drumurile în stare rea și cu pante mari.

De asemenea, după cum se va arăta, organele transmisiei sînt suprasolicitate.

Condițiile optime de cuplare a ambreiajului au fost stabilite [3], [4] și exprimate prin relațiile coeficientului de șoc optim K_{opt} și a raportului global optim de transmitere i_{opt}.

În ipoteza ambreierii bruște, cea mai apropiată de fenomenul real la autobuze, factorii considerați sînt :

$$\left.\begin{aligned} K_{opt} &= 1, \\ i_{opt} &= \sqrt{\frac{G_a}{g} \cdot \frac{r_c^2}{J_2}} \end{aligned}\right\}. \qquad (4)$$

Utilizarea pentru aceste mărimi a altor valori decît a celor rezultate din expresiile (4) duce la suprasolicitarea ambreiajului atît din punctul de vedere mecanic, cît și din punct de vedere termic.

De asemenea, dacă se ține seamă de expresiile accelerațiilor unghiulare ale axei conducătoare și conduse [4], se ajunge la concluzia că se introduc în mod nejustificat solicitări dinamice mari în organele transmisiei de putere.

Ținînd seamă de momentele de inerție ale organelor în mișcare de rotație calculate [3], [4] — ambreiaj, arbore cardanic, cutie de viteze, diferențial și roțile motoare — rezultă pentru autobuzele TV-2 următoarele valori optime ale coeficientului de șoc și ale raportului global optim de transmitere pentru treapta I :

$$\left.\begin{aligned} K_{opt} &= 1 \\ i_{opt\,U} &\cong 92 \\ i_{opt\,R} &\cong 86 \end{aligned}\right\}. \qquad (5)$$

Valorile reale ale coeficientului de șoc și raportului global de transmitere (cu treapta I cuplată) în situația construcției actuale sînt :

$$\left.\begin{aligned} K_U &= 0{,}3 \qquad & i_U &= 51{,}27 \\ K_R &= 0{,}355 \qquad & i_R &= 51{,}27 \end{aligned}\right\}. \qquad (6)$$

Dacă se analizează solicitarea mecanică dată de relația momentului maxim în ambreiaj [3], [4]:

$$M_a = (1 + K)\, G_a \frac{r_c}{i} (f \cos \alpha + \sin \alpha),$$

în cele două cazuri — TV-2U și TV-2R — se obține :

$$\frac{M_{aU}}{M_{a_{opt}}} = 1{,}16 \; ; \; \frac{M_{aR}}{M_{a_{opt}}} = 1{,}2. \qquad (7)$$

Rapoartele (7) indică faptul că, datorită alegerii unui raport global de transmitere la construcțiile existente diferit de cel optim, se suprasolicită mecanic ambreiajul cu 16%, respectiv cu 20% mai mult decît în situația aplicării unui raport optim de transmitere.

Dacă se judecă problema din punctul de vedere al rezistenței ambreiajului de 280 mm diametru, construit de Uzinele „Steagul roșu" — Brașov, rezultă valoarea momentului în ambreiaj la o pantă de 10° :

$$\begin{aligned} M_{aU} &= 2 \times 11\,500 \frac{0,5}{51,27} (0,04 \times 0,984 + \\ &+ 0,173) \cong 40 \text{ mkgf} ; \\ M_{aR} &= 2 \times 9\,700 \frac{0,5}{51,27} (0,04 \times 0,984 + \\ &+ 0,173) \cong 34,5 \text{ mkgf}. \end{aligned} \tag{8}$$

Momentul de frecare dezvoltat de ambreiaj este :

$$M_f = \frac{2}{3} Z \pi f_p (R_e^3 - R_i^3) \cong 45 \text{ mkgf}. \tag{9}$$

Raportînd expresiile (8) la (9), rezultă că ambreiajul este bine dimensionat din punct de vedere mecanic, suportînd și suprasolicitările cauzate de alegerea unui raport de transmitere diferit de cel optim.

Dacă se analizează solicitarea termică a ambreiajului [4], se obține :

$$\frac{\Delta\theta_{real}}{\Delta\theta_{optim}} = 2,5. \tag{10}$$

Rezultă că temperatura discurilor va fi de 2,5 ori mai mare decît în cazul cuplării optime a ambreiajului.

Aceasta reprezintă, de fapt, o suprasolicitare din punct de vedere termic a ambreiajului autobuzelor TV-2, fapt constatat în exploatare, în special la autobuzele TV-2U, prin distrugerea prematură datorită supraîncălzirii discurilor de fricțiune.

Trebuie menționat faptul că pentru discurile de fricțiune s-au utilizat și materiale de calitate, care suportă temperaturi mai ridicate ; în acest caz, numărul discurilor distruse prematur datorită încălzirii a scăzut, rămînînd totuși peste limitele admise.

Ameliorarea performanțelor autobuzelor TV-2. Aplicarea soluției optime, respectiv crearea condițiilor de realizare a raportului global optim în treapta I, duce nemijlocit la reproiectarea organelor transmisiei autobuzelor și, evident, la cheltuieli mari și timp îndelungat de execuție a SDV-urilor necesare realizării noilor organe.

Pentru evitarea unui consum mare de forțe de muncă (pentru reproiectarea și execuția SDV-urilor) și a unor cantități mari de materiale, s-a analizat posibilitatea îmbunătățirii performanțelor acestor autobuze fără a se aduce proiectului actual mari modificări structurale.

Astfel, cuplul de două roți dințate $\frac{44}{23}$, permanent angrenate (reducător pentru treptele I, II, III, IV și M.I.), poate fi modificat în raportul $\frac{47}{20}$, realizat fără nici o altă modificare a cutiei de viteze.

Grupul conic al diferențialului realizat în raportul $\frac{28}{9}$, la ambele tipuri de autobuze, poate fi înlocuit cu cel utilizat pe troleibuze $\frac{27}{7}$ și care se poate monta fără modificări. În acest fel, raportul global de transmitere în treapta I este de 78,53.

În figura 1, respectiv figura 2, este trasată cu linii întrerupte caracteristica dinamică a autobuzelor TV-2U și TV-2R, iar în tabela 1 este indicat factorul dinamic maxim și viteza critică pentru fiecare treaptă de cuplare cu cutia de viteză și diferențialul modificate în modul indicat mai sus.

În tabela 2 se indică comparativ factorul dinamic maxim și vitezele critice corespunzătoare fiecărei trepte, cum și raportul lor.

Din analiza datelor cuprinse în tabela 2 și a caracteristicii dinamice (fig. 1 și 2) rezultă că, prin modificarea raportului global de transmitere, performanțele dinamice ale autobuzelor TV-2 se îmbunătățesc simțitor.

La vitezele I, II, III și IV factorul dinamic maxim este cu peste 50% mai mare, ceea ce asigură o creștere substanțială a intensității demarajului și o utilizare mai rațională a rezervei de putere.

Vitezele critice corespunzătoare sînt în același timp cu peste 24% mai mici, ceea ce indică superioritatea acestei variante.

La autobuzul TV-2U, factorul dinamic maxim crește în priză directă de la 3,5% la 4,5%, iar viteza critică corespunzătoare scade de la 48 km/h la 41,5 km/h.

O situație mai favorabilă apare la autobuzul TV-2R la care, în priză directă, factorul dina-

Tabelul 2

Autobuzele comparate	Raportul factorilor dinamici maxim					Raportul vitezelor critice corespunzătoare				
	I	II	III	IV	V	I	II	III	IV	V
TV–2U** TV–2U	$\frac{39{,}2}{25} = 1{,}57$	$\frac{22}{13{,}9} = 1{,}59$	$\frac{13{,}1}{8{,}75} = 1{,}5$	$\frac{8{,}7}{5{,}5} = 1{,}58$	$\frac{4{,}5}{3{,}5} = 1{,}29$	$\frac{6{,}5}{8{,}5} = 0{,}75$	$\frac{10}{15{,}5} = 0{,}65$	$\frac{17}{26{,}5} = 0{,}65$	$\frac{25}{38} = 0{,}66$	$\frac{41{,}5}{48} = 0{,}865$
TV–2R** TV–2R*	$\frac{46{,}75}{29{,}7} = 1{,}58$	$\frac{26}{16{,}87} = 1{,}54$	$\frac{16}{10{,}5} = 1{,}52$	$\frac{10{,}5}{6{,}6} = 1{,}59$	$\frac{5{,}5}{4{,}1} - 1{,}34$	$\frac{6{,}0}{8{,}5} = 0{,}71$	$\frac{11}{16} = 0{,}69$	$\frac{17}{26} = 0{,}65$	$\frac{25}{40} = 0{,}63$	$\frac{38}{52} = 0{,}73$
TV–2U** LAZ–695	$\frac{39{,}2}{30{,}6} = 1{,}29$	$\frac{22}{16{,}3} = 1{,}35$	$\frac{13{,}1}{9{,}3} = 1{,}4$	$\frac{8{,}7}{4{,}8} = 1{,}8$	$\frac{4{,}5}{3{,}7} = 1{,}22$	$\frac{6{,}5}{4{,}1} = 1{,}58$	$\frac{10}{7{,}6} = 1{,}31$	$\frac{17}{13{,}4} = 1{,}27$	$\frac{25}{25{,}4} = 0{,}985$	$\frac{41{,}5}{31{,}4} = 1{,}32$

* Autobuzele cu rapoartele de transmitere în varianta existentă.
** Autobuzele cu rapoartele de transmitere în varianta propusă.

mic maxim creşte de la 4,1% la 5,5%, iar viteza critică corespunzătoare scade de la 52 km/h la 38 km/h.

Aceste calităţi asigură autobuzelor o stabilitate mult mai mare şi reduce mult numărul schimbărilor de trepte pe drumuri de aceeaşi rezistenţă.

În condiţiile circulaţiei urbane, o mare importanţă o are intensitatea demarajului.

Pentru a aprecia intensitatea demarajului este necesar să se cunoască dependenţa dintre timpul de demaraj şi viteza corespunzătoare a automobilului.

Plecînd de la expresia :

$$d_t = \frac{d\,V_a}{j\,(V_a)}$$

şi aplicînd-o în mod aproximativ într-un interval :

$$\Delta t = \frac{\Delta\,V_a}{j_{med}},$$

se poate calcula timpul necesar realizării creşterii de viteză, dacă se cunoaşte acceleraţia.

Pentru calculul acceleraţiei se utilizează ecuaţia de echilibru dinamic :

$$\delta_j \frac{G_a}{g}\, j + KFV_a^2 + G_a\,(f \cos\alpha + \sin\alpha) = P_t\,,$$

rezultînd :

$$j = \frac{g}{\delta_j}\left[\frac{P_t - \mathrm{K}\,F\,V_a^2}{G_a} - (f\cos\alpha + \sin\alpha)\right] =$$

$$= \frac{g}{\delta_j}\,[(D - (f\cos\alpha + \sin\alpha)\,].$$

Pe drum orizontal ($\alpha = 0$) :

$$j = \frac{g}{\delta_j}\,[D - f],$$

în care $\delta_j = 1{,}03 + 0{,}05\,i_c^2$ reprezintă coeficientul masei convenţionale a automobilului [1].

Cu aceste formule şi ţinînd seamă de valorile lui D la diferite viteze, pentru o şosea orizontală asfaltată în stare bună cu $f = 0{,}02$, s-a întocmit tabela 3 pentru autobuzul TV-2U, cu raportul global de transmitere de 51,27 la treapta I şi tabela 4 pentru autobuzul TV-2U cu raportul global de transmitere pentru treapta I de 78,53.

Cu aceste date s-au trasat curbele $V_a = f(t)$ (fig. 3). Treptele de viteză sînt indicate cu cifre romane ; indicele n se referă la autobuzul TV-2U cu rapoarte de transmitere nemodificate, iar indicele *m* se referă la autobuzul cu rapoartele de transmitere modificate.

Din analiza tabelelor 3 și 4 și a figurii 3 rezultă că:

Tabela 3

t_{I}, s	0,28	0,863	1,711	2,506	2,996	3,352	4,352
V_{I}, m/s	2,04	2,45	3,05	3,58	3,88	4,08	3,876
S_{I}, m	14,63						
t_{II}, s	4,352	5,189	6,819	8,244	9,151	9,896	10,986
V_{II}, m/s	3,876	4,45	5,58	6,5	7,03	7,43	7,216
S_{II}, m	—	3,48	8,2	8,6	6,3	5,4	7,32
t_{III}, s	—	10,896	14,246	17,566	19,836	21,536	22,536
V_{III}, m/s	—	7,216	8,9	10,4	11,3	11,9	11,664
S_{III}, m	—	—	27	32,2	28,8	27,2	11,78
t_{IV}, s	—	22,54	29,44	38,66	46,56	52,56	53,56
V_{IV}, m/s	—	11,664	13,6	15,8	17,3	18,2	17,92
S_{IV}, m	—	—	87,4	136	130,6	106	18
t_{V}, s	—	53,56	73,76	158,26	—	—	—
V_{V}, m/s	—	17,92	19,8	23,1 Viteza autovehiculului nu poate fi sporită			
S_{V}, m	—	—	380	1 800	—	—	—

Tabela 4

t_{I}, s	0,155	0,467	0,932	1,34	1,596	1,816	2,816
V_{I}, m/s	1,33	1,6	2	2,33	2,52	2,67	2,468
S_{I}, m	6,34						
t_{II}, s	2,816	3,226	3,871	4,643	5,073	5,381	6,381
V_{II}, m/s	2,468	2,86	3,57	4,17	4,52	4,75	4,544
S_{II}, m	—	1,09	2,43	2,57	1,87	1,43	4,65
t_{III}, s	6,381	6,543	8,063	9,363	10,278	10,916	11,916
V_{III}, m/s	4,544	4,67	5,85	6,8	7,4	7,78	7,564
S_{III}, m	—	0,75	8	8,2	6,5	4,85	7,60
t_{IV}, s	—	11,92	14,22	17,2	19,28	20,84	21,84
V_{IV}, m/s	—	7,564	8,83	10,3	11,2	11,8	11,56
S_{IV}, m	—	—	18,8	33,2	24,5	18	11,7
t_{V}, s	21,84	27,34	42,84	57,84	73,54	80,74	—
V_{V}, m/s	11,56	12,8	16	18,7	20,3	20,8	—
S_{V}, m	—	67,4	223	260	305	355	—

— mărirea rapoartelor de transmitere este rațională din punctul de vedere al demarajului (a se compara accelerațiile în fiecare treaptă de viteză);

— autobuzul TV-2U în varianta actuală are, în priză directă, o accelerație foarte scăzută pe un drum foarte bun; pe un drum cu coeficient de rezistență $\psi = 0{,}035$, frecvent chiar în mediul urban, autobuzul TV-2U în construcţia actuală, practic, nu poate merge în priză directă ;

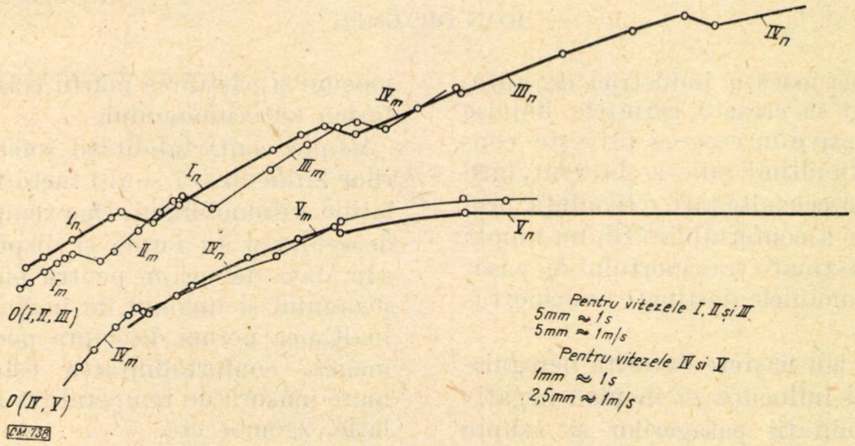


Fig. 3

— autobuzul TV-2U în varianta modificată poate circula în priză directă chiar pe un drum al cărui coeficient de rezistenţă este $\psi = 0{,}04$.

— pentru a se evidenţia calităţile dinamice inferioare ale autobuzelor TV-2U în varianta actuală, s-au indicat în tabela 5 unele elemente cinematice, în comparaţie cu cele ale autobuzului TV-2U în varianta modificată.

Tabela 5

Viteza ce trebuie atinsă (de la v = 0v km/h)	Timpul după care ating viteza, s		Spaţiul parcurs pînă la atingerea vitezei, m	
	varianta actuală	varianta modificată	varianta actuală	varianta modificată
60 km/h (16,8 m/s)	89	53	1 430	638
72 km/h (20 m/s)	121	82	1 942	1 090

Privitor la solicitarea ambreiajului în varianta modificată, se determină cu aceleaşi formule :

$$i = 78{,}53,$$

$$K_{U\,mod} = 0{,}71.$$

$$K_{R\,mod} = 0{,}83.$$

Pentru varianta modificată, solicitarea mecanică a ambreiajului este :

$$\frac{M_{aU\,mod}}{M_{aU\,opt}} \cong 1,$$

$$\frac{M_{aR\,mod}}{M_{aR\,opt}} \cong 1.$$

Rezultă că ambreiajul este solicitat din punct de vedere mecanic aproximativ la fel ca în situaţia cuplării optime.

Dacă se analizează solicitarea termică, situaţia se prezintă astfel :

$$\frac{\Delta\theta_{mod}}{\Delta\theta_{opt}} = 1{,}25.$$

Rezultă că mărirea raportului global de transmitere, pentru treapta I, are o influenţă foarte mare asupra reducerii solicitării termice a ambreiajului şi astfel se asigură durabilitatea în funcţionare.

Toate observaţiile au fost făcute asupra autobuzului TV-2U, fenomenele prezentîndu-se similar, dar cu efecte mai favorabile, la autobuzul TV-2R.

---

[1] *Iakovlev, N. A.* şi *Divakov, N. V.* Teoria Avtomobilia. Moscova Vîsşaia Skola, 1962. [2] *Tabarek, I.* Mechanics of Vehicles. In : Machine Design, nr. 11, 19, 21, 23—26, 1957. [3] *Trică, Gh.* şi *Drăghici, I.* Cu privire la calculul cuplajelor cu fricţiune auto. Comunicare la a IX-a sesiune ştiinţifică a cadrelor didactice din I. P. Braşov 8—9 februarie 1964. [4] *Trică, Gh.* şi *Drăghici, I.* Influenţa maselor antrenate şi a raportului de transmitere a procesului de cuplare, la cuplajele cu fricţiune. In : Construcţia de Maşini, nr. 3, 1964, p. 127—133. [5] *Untaru, M., Bobescu, Gh.* şi *Cîmpeanu, V.* Probleme ale dinamicităţii şi economicităţii automobilului. In : Lucrări ştiinţifice, vol. VI, Facultatea de mecanică I. P. Braşov, 1964, p. 255—293. [6] *Velikanov, D. P.* Expluataţionie kacestva avtomobilei. Avtotransizdat. [7] *Zimelev, G. V.* Teoria Avtomobilia. Moscova, Maşghiz, 1957.

CZ 629.114.4 (498)

Contribuţii la studiul confortabilităţii autocamioanelor româneşti*

IOAN DRĂGHICI

Dezvoltarea impetuoasă a industriei de automobile a făcut să crească cerinţele impuse construcţiei respective în ceea ce priveşte confortul călătoriei. În ultimii ani s-a observat, întîi în S.U.A. şi apoi în celelalte ţări, o tendinţă pronunţată de mărire a confortabilităţii, nu numai la automobilele destinate transportului de pasageri, ci şi la automobilele destinate transportului de mărfuri.

Oscilaţiile care iau naştere datorită neregularităţilor drumului influenţează în mod negativ asupra confortabilităţii pasagerilor şi asupra condiţiilor de păstrare a mărfii. Eforturile constructorilor de automobile se îndreaptă către determinarea unor soluţii practice pentru îmbunătăţirea confortabilităţii automobilelor fabricate în prezent.

S-ar părea că problema confortului este o problemă specifică autoturismelor şi autobuzelor. Confortabilitatea determină însă în mare măsură viteza de deplasare a autocamionului pe drumuri de suprafaţă neregulată, deci şi productivitatea acestuia. De confortabilitatea autocamionului depinde, de asemenea, gradul de oboseală a şoferului, care influenţează tot asupra productivităţii transportului şi, în special, asupra securităţii circulaţiei.

În cele ce urmează se studiază confortabilitatea autocamioanelor şi influenţa parametrilor constructivi principali ai acestora asupra confortabilităţii; de asemenea, se indică posibilităţile de îmbunătăţire a confortabilităţii autocamioanelor de fabricaţie românească, propunîndu-se utilizarea unui nou parametru de apreciere.

Noţiunea de confortabilitate. Confortabilitatea de mers a automobilului este performanţa caracterizată prin capacitatea acestuia de a circula timp îndelungat cu viteze de exploatare, fără ca pasagerul să aibă senzaţii neplăcute sau să obosească repede şi, de asemenea, fără ca marfa transportată să se distrugă în urma oscilaţiilor automobilului.

La autocamioane, problema confortabilităţii se pune sub două aspecte, şi anume: confortabilitatea şoferului şi a pasagerilor din cabina maşinii şi păstrarea mărfii transportate pe platforma autocamionului.

Asupra confortabilităţii şoferului şi a pasagerilor influenţează şi alţi factori în afară de oscilaţiile automobilului. De exemplu, o importanţă deosebită o au forma şi dispunerea scaunelor, suprafaţa de sprijin pentru picioare, adîncimea scaunului şi unghiul de înclinare a spătarului, înălţimea pernei deasupra podelei etc. De asemenea, confortabilitatea este influenţată în mare măsură de temperatura din cabină, ventilaţie, zgomot etc.

Articolul de faţă se referă numai la influenţa oscilaţiilor caroseriei automobilului asupra confortabilităţii.

Cînd se apreciază confortabilitatea pasagerilor în funcţie de reacţiunile fiziologice ale organismului uman, trebuie să se facă o distincţie între vibraţii şi oscilaţii. Drept criteriu se poate utiliza forma de percepere şi de reacţiune a omului. Trebuie considerate vibraţii acele oscilaţii care, din punctul de vedere al frecvenţei şi amplitudinii, nu produc reacţiuni distincte ale organismului pentru fiecare oscilaţie în parte; pentru şocuri sau oscilaţii, organismul reacţionează separat la fiecare oscilaţie. Desigur că această delimitare este funcţie şi de subiectul considerat; se poate totuşi stabili valoarea medie aproximativă pentru aprecierea confortabilităţii [1].

Studiile teoretice şi experimentale [7] au arătat că în automobilul care se deplasează influenţa cea mai dăunătoare asupra organismului omenesc o au acceleraţiile caroseriei şi viteza de variaţie în timp a acceleraţiilor. Cu cît este mai mare acceleraţia şi derivata respectivă, cu atît sînt mai neplăcute oscilaţiile pentru organismul omenesc.

Pentru aprecierea intensităţii admisibile a oscilaţiilor din punctul de vedere al influenţei lor asupra organismului, se consideră viteza de variaţie a acceleraţiilor caroseriei în timp $\dddot{z}$. Mărimea indicată este proporţională cu produsul dintre amplitudinea z şi puterea a treia a frecvenţei oscilaţiilor ω, adică $z\omega^3$ [5]. În conformitate cu datele încercărilor efectuate (Meister şi Janeway) se consideră că, la frecvenţe diferite, unei senzaţii identice îi corespunde una şi aceeaşi valoare a derivatei a treia a amplitudinii; în cazul oscilaţiilor verticale, aceasta prezintă valorile din tabela 1.

---

* Referat prezentat la sesiunea tehnico-ştiinţifică de la uzinele „Steagul roşu"-Braşov, 9—10 octombrie 1964.

Tabela 1

Intervalul	$\dddot{z}$, cm/s³	$z\omega^3$, cm/s³
Limita confortului	1 250	5,1
Limita neconfortului	1 750	7,1
Limita neconfortabilităţii maxime	6 000	24,3

În figura 1 se indică variaţia amplitudinii oscilaţiilor verticale în funcţie de frecvenţă, pentru asigurarea unei confortabilităţi corespunzătoare. Curba *1* corespunde limitei de confort pentru pasageri (Janeway); curba *2*, limitei admisibile a confortabilităţii (Meister); după aceasta apare pericolul direct al distrugerii sănătăţii. Limita recomandabilă este reprezentată de curba *3*, iar curba *4* indică limita admisibilă pentru marfa transportată. Diferenţa dintre curbele *1* şi *2* se datoreşte faptului că în primul caz s-au luat ca bază senzaţiile celor mai sensibile obiecte, pe cînd în al doilea s-au considerat date medii.

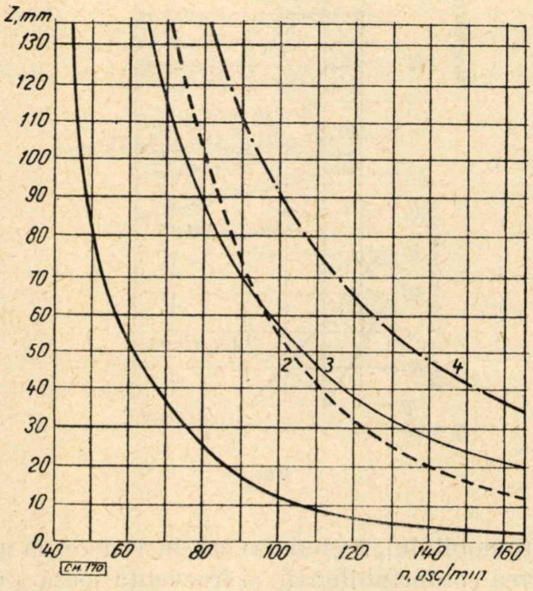


Fig. 1

În literatura tehnică de specialitate sînt indicaţi şi alţi parametri pentru aprecierea confortabilităţii, mai puţin justificaţi însă şi mai dificil de utilizat.

Dintre toţi parametrii propuşi pentru aprecierea confortabilităţii se consideră că trebuie ales drept parametru principal acceleraţia caroseriei; de fapt, ceilalţi parametri se pot reduce la valoarea acceleraţiei. De exemplu, pornind de la valoarea derivatei a treia a amplitudinii, se obţine acceleraţia corespunzătoare limitei confortului după Janeway:

$$\ddot{z}_{rec} = \frac{1\,250}{\nu}, \ \text{cm/s}^2, \qquad (1)$$

sau corespunzătoare limitei neconfortabilităţii maxime după Meister:

$$\ddot{z}_{adm} = \frac{6\,000}{\nu}, \ \text{cm/s}^2. \qquad (2)$$

În expresiile (1) şi (2), ν reprezintă frecvenţa forţei perturbatoare.

Aprecierea confortabilităţii în raport cu marfa transportată are uneori o importanţă deosebită, deoarece preţul mărfii poate depăşi preţul autocamionului. Distrugerea mărfii transportate depinde în mare măsură de caracterul însuşi al mărfii şi poate fi determinată de două cauze principale: *a* — şocuri puternice, distincte; *b* — repetarea susţinută a oscilaţiilor.

Oscilaţiile admisibile din punctul de vedere al păstrării mărfii se caracterizează prin valoarea maximă 1,0 g (g = 981 cm/s²). Pentru siguranţă deplină trebuie să se considere însă valoarea limită recomandabilă 0,6 g, adică:

$$\ddot{z}_{m_{adm}} = 981, \ \text{cm/s}^2; \qquad (3)$$

$$\ddot{z}_{m_{rec}} = 590, \ \text{cm/s}^2. \qquad (4)$$

Repetarea susţinută a oscilaţiilor este periculoasă în special cînd în încărcătură se află elemente suspendate elastic, apărînd posibilitatea rezonanţei pentru una dintre frecvenţele proprii ale autocamionului.

Confortabilitatea automobilului depinde însă şi de gradul de neregularitate a drumului, cum şi de viteza de deplasare. Pentru aceasta este necesar un parametru de apreciere a confortabilităţii de mers, care să lege acceleraţia mişcării oscilatorii de dimensiunile neregularităţilor drumului.

Se adoptă, ca parametru de apreciere, raportul dintre acceleraţia maximă a caroseriei şi înălţimea neregularităţilor drumului pe care circulă automobilul. Acest parametru de confort este definit de expresiile:

$$\lambda_p = \frac{\ddot{z}_{adm}}{2q_0}, \ 1/\text{s}^2; \qquad (5)$$

$$\lambda_m = \frac{\ddot{z}_{m_{adm}}}{2q_0}, \ 1/\text{s}^2, \qquad (6)$$

în care:

λ_p este parametrul de confort pentru pasageri;
λ_m — parametrul de confort pentru marfă;
$2q_0$ — înălţimea maximă a neregularităţilor drumului.

Pentru caracterizarea drumurilor se folosesc date statistice [8], [9]. Neregularitățile drumului se caracterizează prin înălțimea neregularității $2q_0$ și lungimea respectivă S. Principalele categorii de drumuri sînt precizate în tabela 2.

Tabela 2

Categoria	$2q_0$, mm	S, m
Autostradă	10–20	10 –15
Șosea asfaltată	10–20	1,0 –2,0
Șosea pavată	30–40	0,15–0,3
Drum de țară	50–70	0,1 –0,15

Legătura dintre viteza automobilului V_a, lungimea neregularității S și frecvența forței perturbatoare n_v este dată de relația [8], [9]:

$$V_a = 0{,}06 . S . n_v\,, \text{ km/h.} \tag{7}$$

Pentru o apreciere deplină a confortabilității unui automobil este necesară exprimarea parametrului de confort λ în funcție de viteza automobilului și de tipul drumului. Corelația apare în graficele din figurile 2 și 3. În figura 2 se indică caracteristica de confortabilitate pentru pasageri, iar în figura 3, caracteristica de confortabilitate pentru marfă. Parametrul de confort a fost calculat cu valorile indicate în relațiile (2) și (3).

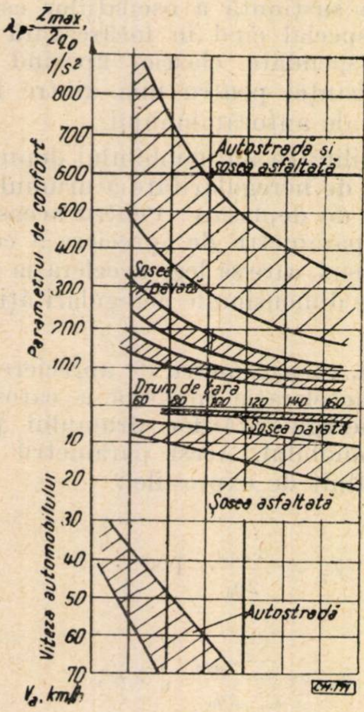


Fig. 2

Confortabilitatea automobilului nu se poate aprecia numai cu ajutorul unui singur parametru, fiind necesari cel puțin doi parametri. Ținînd seamă de specificul organismului omenesc și de particularitățile fizice ale oscilațiilor caroseriei automobilului, trebuie avută în vedere, la aprecierea confortabilității, și frecvența joasă a oscilațiilor proprii [8].

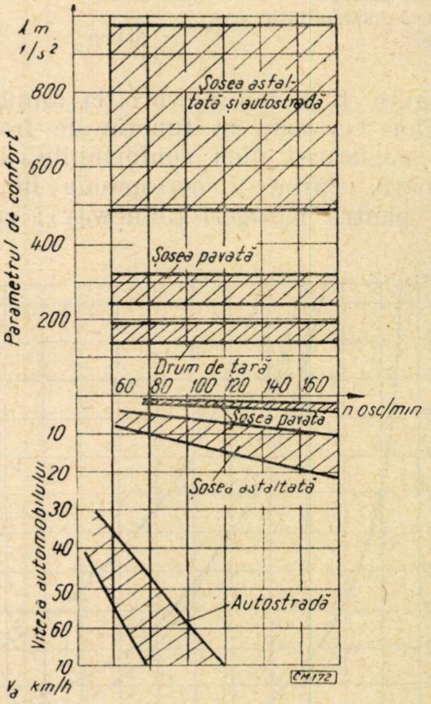


Fig. 3

Influența parametrilor constructivi ai autocamioanelor asupra confortabilității. În condiții date de drum și viteză de deplasare, asupra confortabilității influențează următorii parametri constructivi: ampatamentul și modul de dispunere a maselor în lungul automobilului; dispoziția centrului de greutate; raportul dintre greutatea maselor nesuspendate și a celor suspendate; construcția și caracteristicile elementelor elastice ale suspensiei; caracteristicile anvelopelor; construcția și caracteristicile amortizoarelor.

Confortabilitatea automobilului în cazul circulației pe drumuri cu suprafața neregulată este apropiată de cea optimă dacă coeficientul de dispunere a maselor suspendate $\varepsilon = \frac{\rho^2}{ab}$ este apropiat de unitate. Îndeplinirea condiției $\varepsilon = 1$ este importantă nu numai pentru faptul că aceasta permite să se micșoreze cîmpul frecvențelor corespunzătoare amplitudinilor mari ale oscilațiilor forțate, dar și pentru faptul că în același timp se micșorează mult parametrul de confort λ, din care cauză confortabilitatea se îmbunătățește simțitor.

Din punctul de vedere al greutății maselor nesuspendate, autocamionul este cu atît mai confortabil, cu cît greutatea părților nesuspendate este mai mică și cu cît raportul dintre greutatea maselor nesuspendate și a celor suspendate este mai redus. Greutatea maselor nesuspendate ale automobilului poate varia de 1,5—2,0 ori, în funcție de tipul suspensiei, de tipul și construcția punții, de tipul anvelopelor. Introducerea suspensiei independente la autocamioane (suspensie față) dă posibilitatea să se micșoreze greutatea maselor nesuspendate cu 20—25% (autocamion Chevrolet-Viking-60, tip 1959).

Micșorarea greutății maselor nesuspendate nu influențează oscilațiile de frecvență joasă ale caroseriei sau roților. Accelerațiile maxime ale caroseriei nu se schimbă; deplasarea roților se micșorează însă datorită măririi coeficientului relativ de amortizare pentru oscilațiile de frecvență înaltă, cum și datorită micșorării înălțimii neregularităților ce produc rezonanța. Micșorarea greutății maselor nesuspendate este singurul mijloc, de altfel, de a deplasa frecvența proprie în regiunea unor valori mai mari, fără a se înrăutăți calitatea suspensiei, și de a micșora deplasarea roților în cazul oscilațiilor pe frecvență înaltă.

O caracteristică principală a autocamioanelor este micșorarea greutății maselor suspendate (pînă la 400% și chiar mai mult) la suspensia spate, între situația încărcat și gol. Micșorarea greutății maselor suspendate se realizează în mod normal prin păstrarea reglajului amortizoarelor și este urmată, din această cauză, de mărirea amortizării relative. Acest lucru produce o creștere bruscă a accelerațiilor caroseriei datorită atît oscilațiilor de frecvență joasă, cît și oscilațiilor de frecvență înaltă. Influența nefavorabilă a micșorării greutății maselor suspendate se manifestă și prin aceea că se mărește frecvența proprie și, datorită acestui fapt, crește și posibilitatea de apariție a fenomenelor de rezonanță (fig. 2 și 3).

În figura 4 se indică variația frecvenței oscilațiilor proprii ale suspensiei în funcție de greutatea maselor suspendate, considerînd coeficientul de rigiditate a suspensiei $C_s = 1$ kgf/cm.

Pentru păstrarea unei confortabilități constante în cazul micșorării greutății maselor suspendate, se poate întrebuința o suspensie la care rigiditatea variază în mod corespunzător cu micșorarea greutății maselor suspendate, frecvența respectivă rămînînd neschimbată. O astfel de suspensie trebuie să aibă o caracteristică neliniară (săgeata statică constantă). Caracteristica suspensiei cu frecvența oscilațiilor proprii constantă apare în figura 5. Ecuația caracteristică a acestei suspensii trebuie să fie următoarea [7]:

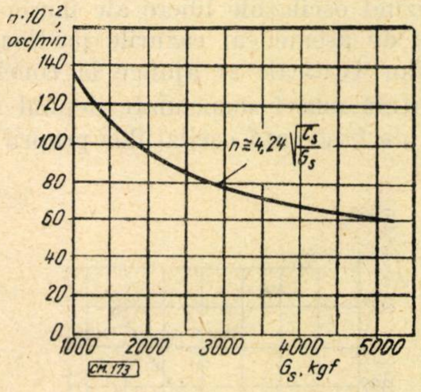


Fig. 4

$$P = P_0 \cdot e^{\frac{f}{f_0} - 1}, \tag{8}$$

unde f este săgeata elementului elastic.

Micșorarea rigidității suspensiei este un mijloc eficient pentru micșorarea oscilațiilor automobilului în regiunea rezonanței de frecvență joasă, deci pentru îmbunătățirea confortabilității [8]. Cu cît este mai mică rigiditatea suspensiei, cu atît automobilul este mai confortabil. Micșorarea rigidității suspensiei se poate efectua fără schimbarea reglajului amortizoarelor, ceea ce duce la mărirea amortizării relative, sau prin micșorarea rezistenței amortizoarelor, corespunzător cu micșorarea rigidității suspensiei ($\psi_0 =$ ct.). În ambele cazuri, prin micșorarea rigidității suspensiei se micșorează oscilațiile automobilului în cîmpul de rezonanță de frec-

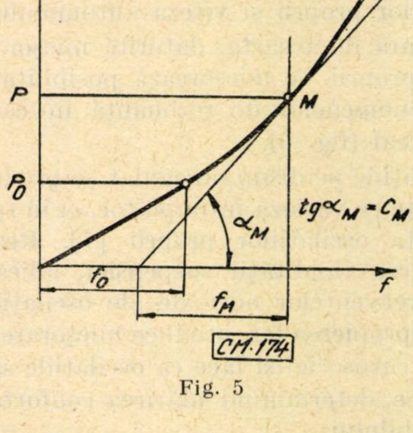


Fig. 5

vență joasă. În special scad foarte mult accelerațiile caroseriei. Micșorarea rigidității suspensiei duce implicit la creșterea săgeții statice a elementului elastic.

Analizînd oscilațiile libere ale masei suspendate și, de asemenea, cazurile particulare ale oscilațiilor verticale se ajunge la concluzia că accelerațiile masei suspendate depind în mare măsură de frecvența oscilațiilor proprii [7]. Cu cît este mai mică această frecvență sau, ceea ce este același lucru, cu cît este mai mare săgeata statică (celelalte condiții rămînînd neschimbate), cu atît este mai mică valoarea accelerației. Acest lucru se poate vedea în figura 6, unde apare legătura dintre accelerațiile caroseriei, frecvența oscilațiilor proprii și viteza automobilului.

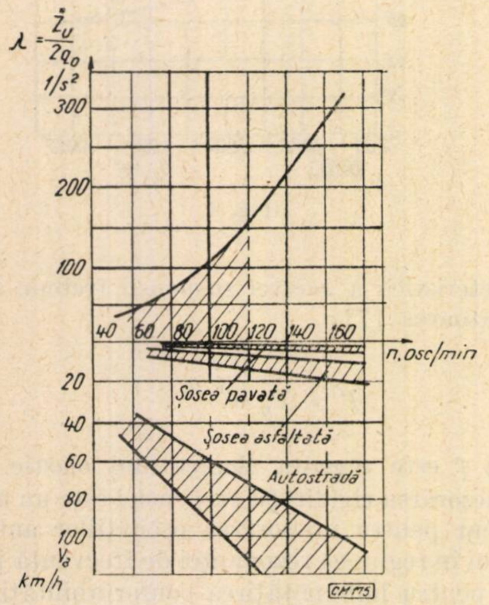


Fig. 6

În afară de aceasta, datorită micșorării frecvenței proprii, se micșorează posibilitatea apariției fenomenelor de rezonanță în cazul drumului real (fig. 6).

Oscilațiile pe drum neregulat se produc nu cu frecvențe ce variază întîmplător, ci în special cu frecvența oscilațiilor proprii [7]. Rezultă că micșorarea rigidității suspensiei, adică micșorarea frecvențelor normale ale oscilațiilor proprii și apropierea lor, produce micșorarea accelerațiilor caroseriei și face ca oscilațiile să devină periodice, determinînd mărirea confortabilității automobilului.

Cu cît este mai apropiată frecvența oscilațiilor proprii ale suspensiilor din față și spate, cu atît este mai mare confortabilitatea automobilului. Se recomandă ca, la autocamioane, raportul dintre frecvența oscilațiilor suspensiei din față și frecvența oscilațiilor suspensiei din spate să se afle în limitele 0,9—1,0.

Unul dintre aspectele importante ale construcției autocamioanelor este existența suspensiei cu arcuri lamelare avînd frecare însemnată între foi. În timpul exploatării, forțele de frecare pot să atingă valori însemnate [5]. În acest caz, șocurile care apar datorită circulației pe drumuri cu suprafața neregulată, a căror forță este mai mică decît forța de frecare, nu deformează arcurile suspensiei și se transmit deci la caroserie ca șocuri rigide. Aceasta este o cauză serioasă a micșorării confortabilității autocamioanelor moderne. S-a stabilit că trecerea la elemente elastice care funcționează practic fără frecare face să dispară această cauză. Se recomandă [5], pentru îmbunătățirea confortabilității autocamioanelor moderne, micșorarea frecării dintre foi pînă la 5% din sarcina statică ce revine pe arc. Acest lucru se poate asigura prin îmbunătățirea construcției arcurilor sau prin introducerea unor garnituri speciale între foi.

O influență deosebită asupra confortabilității autocamioanelor o au și tipul și caracteristica amortizoarelor. Tendința actuală constă în micșorarea la maximum a autoamortizării elementului elastic din suspensie (datorită imposibilității de a fi controlată) și în trecerea acestei sarcini amortizoarelor hidraulice telescopice.

Observațiile efectuate asupra autocamioanelor care circulau pe drumuri de calitate inferioară au arătat că introducerea amortizoarelor puternice îmbunătățește într-o serie de cazuri confortabilitatea [8].

Observațiile practice [8] și datele unor cercetători [2], [5], [7] permit să se presupună că, în cazul acțiunilor individuale, sînt suportabile accelerații mai mari decît în cazul celor periodice. Din această cauză, mărirea rezistenței amortizoarelor îmbunătățește confortabilitatea, deoarece trecerea neregularităților este urmată de o acțiune singulară, cu toate că mărită, în loc de acțiuni repetate mai slabe, determinate de o amortizare mai lentă. De exemplu, la autocamionul URAL-375-A[1]), prin mărirea rezistenței amortizorului la cursa de comprimare de trei ori, iar la cursa de tracțiune de două ori, accelerațiile caroseriei deasupra punții din față s-au micșorat cu 25—35%. Acest lucru se poate constata și din analiza graficului din figura 7, unde se indică modul de variație a parametrului de confort în funcție de rezistența amortizorului.

---

[1]) Avtomobilnaia promîșlenost, nr. 6, 1963, pag. 25.

Analiza confortabilității autocamioanelor românești. În tabela 3 sînt indicate caracteristicile suspensiilor autocamioanelor românești în comparație cu cele ale unor autocamioane străine. De asemenea, tabela cuprinde și unele recomandări [5], [11].

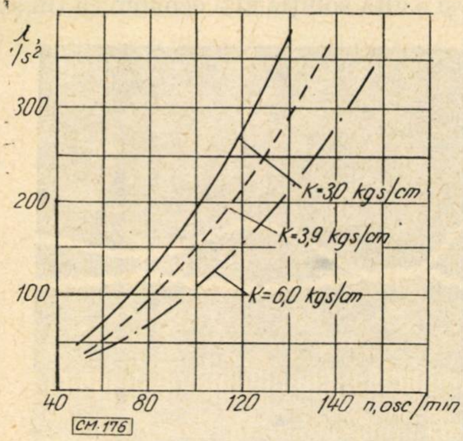


Fig. 7

Tabela 3

Autocamionul	Suspensia față		Suspensia spate		$\frac{f_{st_1}}{f_{st_2}}$	$\frac{n_1}{n_2}$
	f_{st_1}, mm	n_1, $\frac{\text{osc}}{\text{min}}$	f_{st_2}, mm	n_2, $\frac{\text{osc}}{\text{min}}$		
SR-131	45,5	141	66	117	0,69	1,2
SR-113	61,6	121	115	86,5	0,53	1,37
SR-131-B *	107	91,7	86,3	102	1,24	0,9
GAZ-51	78	107	106,4	92	0,73	1,16
ZIL-164	80,4	105	157	76	0,51	1,38
GAZ-66-A	103	94	100	95	1,03	0,99
ZIL-131-A	75	109	74	110	1,015	0,99
Recomandări după Janeway (S.U.A.)	$\geqslant$ 127	$\leqslant$ 84	127—140	84—80	1,0 —0,9	1,0—1,05
Date după V. Zignoli (Italia)	50—100	133—94	90—150	100—77	0,55—0,66	1,3—1,22

* Prototip

În cadrul studiului de față s-a stabilit că o săgeată statică mare a suspensiei face să scadă frecvența oscilațiilor proprii, ceea ce determină mărirea confortabilității (micșorarea parametrului de confort). Din această cauză, confortabilitatea autocamioanelor SR-131 și SR-113 este apropiată de limita inferioară recomandată. La autocamionul SR-131-B (cu suspensia modificată de către uzina constructoare), confortabilitatea (din punctul de vedere al frecvenței oscilațiilor proprii) se apropie de confortabilitatea maximă uzuală. Acest lucru se poate vedea și din analiza figurii 8, unde se indică oscilograma deplasărilor și accelerațiilor pentru autocamionul SR-131-B fără amortizoare (fig. 8*a*) și cu amortizoare (fig. 8*b*). Înregistrările s-au efectuat prin trîntire de la o înălțime de 10 cm. În figură, curbele *1* reprezintă deplasările, *2* — accelerațiile, iar *3* — baza de timp *.

Asupra confortabilității autocamioanelor influențează și raportul dintre frecvențele oscilațiilor proprii ale suspensiilor din față și spate. Cu cît acest raport este mai apropiat de unitate, cu atît confortabilitatea este mai corespunzătoare. Nemodificarea suspensiei spate la SR-131-B a dus la faptul că acest raport este de numai 0,9. Rezultă deci necesitatea modificării rigidității și la suspensia din spate a acestui autocamion.

Pentru analiza eficientă a confortabilității autocamioanelor de fabricație românească s-a calculat parametrul de confort [3], comparîndu-se cu valorile admisibile sau recomandabile. Datele respective sînt cuprinse în tabela 4.

Parametrul de confort pentru cazul suspensiei fără amortizoare (considerînd numai frecarea din arcurile eliptice) a fost calculat cu un coeficient relativ de amortizare de $\psi = 0{,}1$. La calculul parametrului de confort pentru cazul suspensiei cu amortizoare s-au folosit datele noilor amortizoare proiectate în comun de Uzinele „Steagul roșu", Institutul de mecanică aplicată „Traian Vuia" și Institutul politehnic-Brașov. Îmbunătățirea confortabilității prin introducerea de amortizoare în suspensie se poate constata și prin compararea curbelor 2 din figura 8.

---

* Încercările au fost efectuate la Uzinele „Steagul roșu" cu aparatura Institutului de mecanică aplicată „Traian Vuia" al Academiei Republicii Socialiste România și cu sprijinul unui colectiv de cercetători de la acel Institut.

Din studiul datelor indicate în tabela 4 rezultă că introducerea de amortizoare hidraulice îmbunătățește confortabilitatea cu peste 200% (micșorînd parametrul de confort). Comparînd valorile parametrului de confort la suspensia din spate a autocamioanelor românești, pentru cazurile cu și fără amortizoare, apare necesitatea introducerii de amortizoare hidraulice și la suspensia din spate. Desigur că, pentru îmbunătățirea confortabilității la suspensia din spate, există și o altă soluție mai economică (în aplicare la Uzinele „Steagul roșu"), și anume îmbunătățirea calității suspensiei prin micșorarea rigidității.

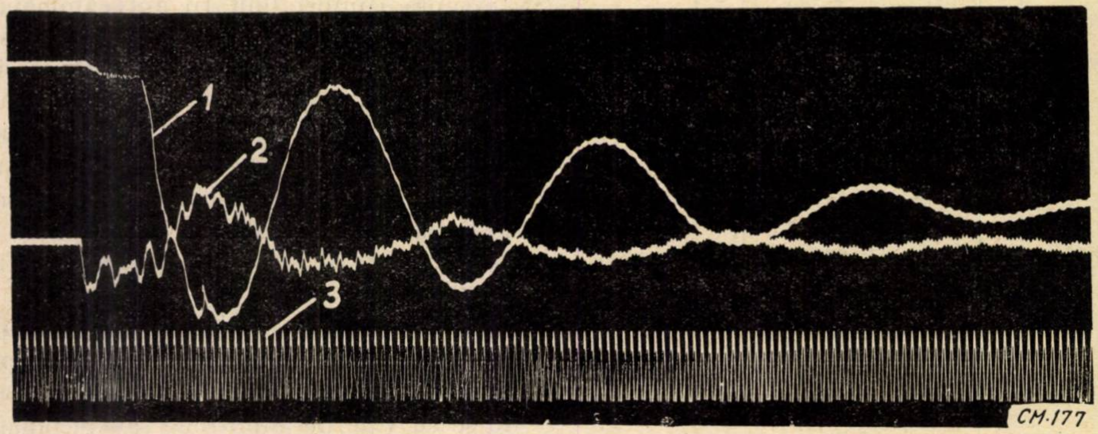


Fig. 8 *a*

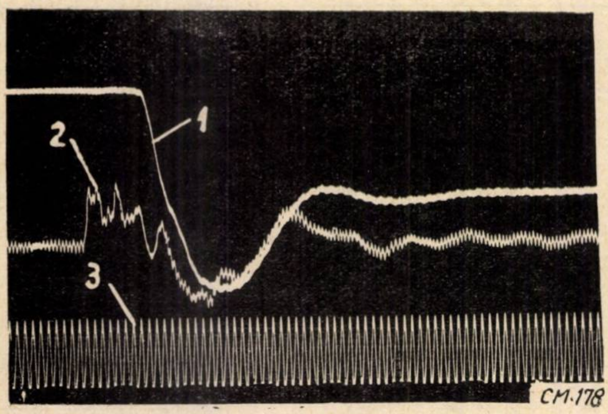


Fig. 8 *b*

Se constată că, prin îmbunătățirea calității suspensiei (micșorarea rigidității) la autocamionul prototip SR-131-B, parametrul de confort s-a micșorat simțitor (de la 556 pentru SR-131 la 236 pentru SR-131-B), iar confortabilitatea s-a ameliorat mult.

Concluzii. Studiul confortabilității autocamioanelor românești permite să se tragă unele concluzii :

— este necesară modificarea rigidității suspensiei atît în față, cît și în spate. Această concluzie a și fost aplicată la autocamionul prototip SR-131-B care, după cum indică oscilogramele din figura 8, și-a îmbunătățit simțitor confortabilitatea ;

Tabela 4

Autocamionul	Parametrul admisibil λ, 1/s²			Parametrul real λ, 1/s²			
	suspensia față	suspensia spate	calitatea drumului *	suspensia față		suspensia spate	
	λp	λm		fără amortizor	cu amortizor	fără amortizor	cu amortizor
SR-131	200	490	asfaltat	556	215 (ψ = 0,3)	383	148 (ψ = 0,3)
	60	140	pietruit				
SR-113	240	490	asfaltat	410	260 (ψ = 0,215)	220	85 (ψ = 0,3)
	70	140	pietruit				
SR-131-B	320	490	asfaltat	236	110 (ψ = 0,237)	292	114 (ψ = 0,3)
	90	140	pietruit				

* Pentru șosea asfaltată s-a considerat $2q_0 = 2$ cm ; pentru drum pietruit în stare rea s-a considerat $2q_0 = 7$ cm.

— apare necesară introducerea unor amortizoare cu caracteristică de amortizare cît mai corect aleasă, atît pentru suspensia din față cît și pentru cea din spate.

---

[1] *Bronstein, Ia. I.* Oțenka kacestva podveski avtomobilei s ucetom fiziologhiceskih reakții celoveceskogo organizma. Sb. Podveska avtomobilia. Moscova, Izd. Akad. Nauk S.S.S.R., 1951. [2] *Dieckmann, D.* Die Wirkung mechanischer Schwingungen im Kraftfahrzeugen auf den Menschen. În : ATZ, nr. 10, 1957, p. 297—302. [3] *Drăghici, I.* și *Jula, A.* Cu privire la calculul amortizoarelor hidraulice telescopice. În : Lucrări științifice, I.P.—Brașov, vol. 6, 1964, p. 75—107. [4] *Drăghici, I., Jula, A.* și *Alexandru, P.* Determinarea parametrilor de amortizare a oscilațiilor suspensiei automobilelor. În : Construcția de Mașini, nr. 5, 1964, p. 244—248. [5] *Janeway, R. N.* A better truck ride for driver and cargo-problems and practical solutions. În : SAE-Preprint, 15A, 1958. [6] *Parhilovski, I. G.* Vlianie osnovîh konstruktivnîh-parametrov avtomobilia na plavnost ego hoda i rasciot podveski. Sb. Podveska avtomobilia. Moscova, Izd. Akad. Nauk S.S.S.R., 1951. [7] *Parhilovski, I. G.* Avtomobilnîe listovîe resortî, Moscova, Mașghiz, 1954. [8] *Rotenberg, R. V.* Podveska avtomobilia i ego kolebania, Moscova, Mașghiz, 1960. [9] *Stump, E.* Gegenwärtiger Entwicklungsstand der Omnibusfederung. În : ATZ, nr. 10, 1958, p. 261—264. [10] *Timbalin, V. B.* Novîe kriterii plavnosti hoda avtomobilia. În : Avtomobilnaia i traktornaia promîșlennost, nr. 1, 1956. [11] *Zignoli, V.* Il comfort degli autoveicoli — Studi ed esperienze nell'Instituto dei transporti del Politecnico di Torino. În: ATA, Marzo-Ricerche, 1960, p. 89—99. [12] *Dincă, Fl.* și *Teodosiu, C.* Calculul amortizoarelor hidraulice telescopice. În : Studii și cercetări de mecanică aplicată 16, nr. 4, 1964, p. 879—899.

CZ 621.941.025 : 621.892.6

Influența răcirii cu lichid pulverizat asupra durabilității cuțitului de strung

GHERMAN DRĂGHICI

Reducerea consumului de scule așchietoare a fost și rămîne în continuare o preocupare importantă a întreprinderilor constructoare de mașini din țara noastră. Consumul mare de scule așchietoare duce nu numai la creșterea prețului de cost al produselor, dar și la micșorarea productivității muncii, datorită timpului auxiliar necesar pentru înlocuirea frecventă a sculelor uzate cu scule reascuțite ; totodată scad precizia de prelucrare și calitatea suprafeței prelucrate.

Reducerea consumului de scule se realizează prin mărirea durabilității muchiilor așchietoare ale acestora, adică prin mărirea duratei de lucru a sculei între două reascuțiri. Cu cît durabilitatea muchiilor așchietoare este mai mare, cu atît durata de utilizare a sculei este mai mare, deci cu atît mai mic este consumul de scule într-o anumită perioadă de timp.

Un mijloc foarte eficient pentru mărirea durabilității muchiilor așchietoare a sculelor este răcirea lor, în timpul prelucrării, cu lichide de răcire-ungere în stare pulverizată.

În acest caz dimensiunile particulelor de lichid în jetul de aer sînt foarte mici, astfel încît particulele care ajung în zona de așchiere, unde temperatura este foarte mare (800—1000°C), se evaporă instantaneu. Absorbția de căldură este foarte mare, întrucît căldura laterală de vaporizare este de zeci de ori mai mare decît căldura specifică a lichidului.

În afară de aceasta, la răcirea obișnuită, atunci cînd jetul lichid ajunge în zona de așchiere, se formează un strat de vapori care împiedică pătrunderea particulelor de lichid în zona de temperatură maximă, ceea ce face ca absorbția de căldură să fie redusă.

La răcirea cu lichid pulverizat, particulele de lichid din curentul de aer au o energie cinematică mare, străpungînd ușor stratul de vapori și ajungînd astfel în zona de așchiere de temperatură maximă, de unde absorb o mare cantitate de căldură.

Vaporii de apă din zona de așchiere ușurează foarte mult — în cazul răcirii cu lichid pulverizat — procesul de ungere dintre muchiile așchietoare ale sculei, suprafața piesei prelucrate și așchiile care se detașează, reducînd mult în felul acesta frecarea, respectiv uzura sculei.

În afară de mărirea durabilității muchiilor așchietoare, utilizarea lichidului de răcire-ungere în stare pulverizată mai prezintă încă o serie de avantaje :

— se reduce de 10 — 12 ori consumul de emulsie, iar cel de ulei, de sute de ori, față de cazul utilizării obișnuite ; consumul de emulsie este de numai 50 — 400 gf/h iar cel de ulei de numai 0,5 — 2 gf/h, realizîndu-se în felul acesta economii importante ;

—se îmbunătățesc condițiile de lucru, în sensul micșorării de 1,1—7 ori a concentrației de praf în aer, în comparație cu concentrația de praf la prelucrarea uscată, mai ales la cea a fontei ;

— se micșorează conținutul de ceață de ulei și lichid în aer față de cazul utilizării clasice a uleiului și emulsiei pentru răcire-ungere, dacă nu se depășesc limitele indicate ; emulsia folosită în stare pulverizată trebuie să conțină o cantitate de emulsol de numai 1,5%, o concentrație mai mare ducînd la scăderea capacității de ungere și de absorbție a căldurii ;

— se mărește mult domeniul de utilizare a lichidelor de răcire-ungere pentru o serie de operații la care utilizarea obişnuită a acestora este foarte grea sau chiar imposibilă;

— se îmbunătățește calitatea suprafeței prelucrate cu 1—2 clase față de prelucrarea fără răcire sau cu răcire clasică.

Din cele arătate reiese importanța utilizării lichidelor de răcire-ungere în stare pulverizată la prelucrările prin așchiere, mai ales pentru mărirea durabilității muchiilor așchietoare ale sculelor.

Date fiind avantajele multiple pe care le prezintă utilizarea lichidelor de răcire-ungere în stare pulverizată, în acest articol se prezintă numai unele rezultate obținute în urma studiului experimental al influenței răcirii cu emulsie pulverizată asupra durabilității muchiilor așchietoare ale cuțitului de strung la strunjirea de finisare a pieselor.

S-a studiat această influență la strunjirea de finisare, prin determinarea experimentală a uzurii pe fața de așezare a cuțitului, denumită uzură radială, măsurată după cum este arătat în schema din figura 1.

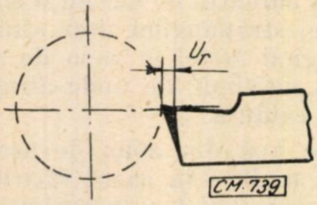


Fig. 1

Determinarea uzurii radiale s-a făcut la strunjirea unei bare de oțel OL 38 necălit (d=136 mm, l = 494 mm) cu v=300 m/min, s= 0,10 mm/rot și t = 0,6 mm/diametru, jetul de lichid pulverizat fiind îndreptat de sus în jos și de jos în sus, și a unei bare de oțel OL 45 călit, (d = 100 mm, l = 310 mm), cu duritatea de 40 HRC, cu v = 60 m/min, s = 0,10 mm/rot și t = 0,6 mm/diametru.

S-a mai determinat uzura radială la strunjirea unor cămăși de cilindru din fontă silicioasă (cu d = 110 mm, l = 270 mm), HB = 197, cu v = 160 m/min, s = 0,10 mm/rot și t = 0,6 mm/diametru.

Regimul de așchiere s-a păstrat constant tot timpul experimentărilor făcute pe un strung S3, echipat cu un motor de curent continuu de 7 kW. Uzura a fost măsurată după fiecare trecere, cu ajutorul aparatului reprezentat în figura 2.

Pentru a scoate în evidență influența răcirii cu emulsie în stare pulverizată asupra uzurii radiale a cuțitului, experiențele au fost repetate în condiții absolut identice, strunjindu-se aceleași bare și fără răcire.

Variația uzurii radiale în funcție de timpul de lucru, pentru toate cele trei cazuri menționate — atît la strunjirea cu răcire cu lichid în stare pulverizată, cît și fără răcire — a fost prezentată în diagrame separate.

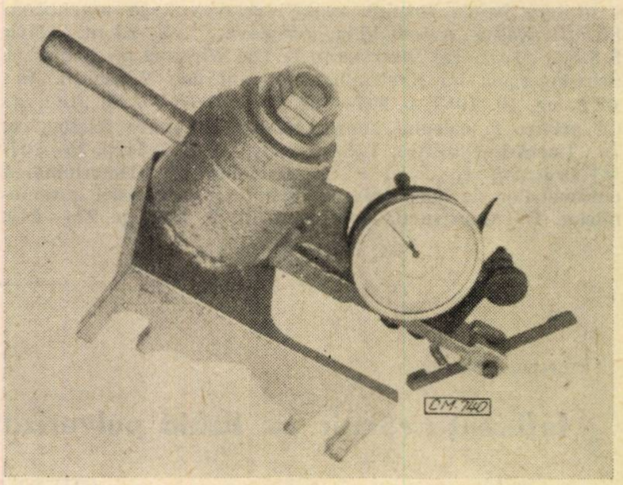


Fig. 2

Strunjirea barelor de oțel necălit și a barei de oțel călit a fost realizată cu un cuțit ca cel din figura 3, armat cu plăcuță de carburi metalice S_1 fixată mecanic, iar strunjirea cămășilor de cilindru din fontă, cu un cuțit armat cu plăcuță de carburi metalice VK8. Geometria părții așchietoare a plăcuțelor a fost următoarea: $\varkappa = 90°$; $\varkappa_1 = 15°$; $\alpha = 8°$; $\lambda = 0°$; r = 0,2 mm. Plăcuțele au fost lepuite înainte de strunjire.

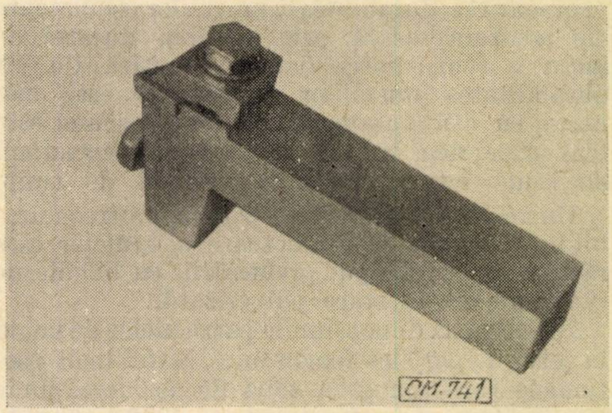


Fig. 3

Debitul de lichid pulverizat a fost de 10 ml/min; presiunea jetului de lichid de 2,5—3 at, iar temperatura de 14°C. Distanța de la capătul duzei pînă la zona de așchiere a fost de 25 mm.

Întrucît la răcirea cu jetul de lichid pulverizat îndreptat de sus în jos așchiile împiedică într-o măsură oarecare absorbirea căldurii din zona de aşchiere, s-a studiat influenţa asupra uzurii a răcirii cu jetul de lichid pulverizat îndreptat de jos în sus, pulverizatorul fiind aşezat sub cuţit (fig. 4).

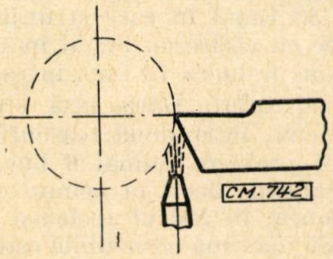


Fig. 4

Această determinare a fost făcută numai la strunjirea barei din oţel necălit, în condiţii identice cu precedentele.

Lichidul de răcire-ungere utilizat a fost o emulsie cu o concentraţie de numai 1,5%.

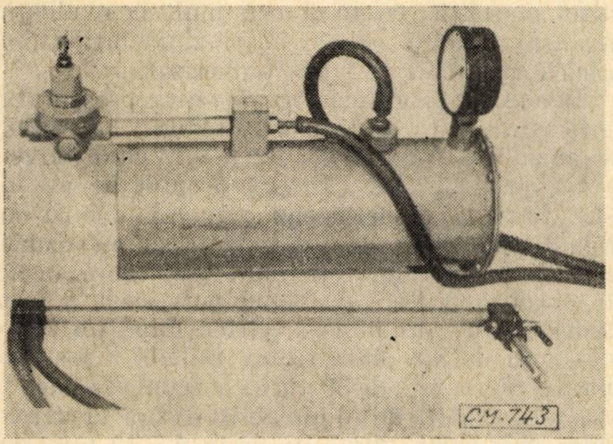


Fig. 5

Instalaţia de pulverizare, realizată în laboratorul amintit, este reprezentată în figura 5 şi este identică cu cea folosită în Uzinele Lihaceov din Moscova [1].

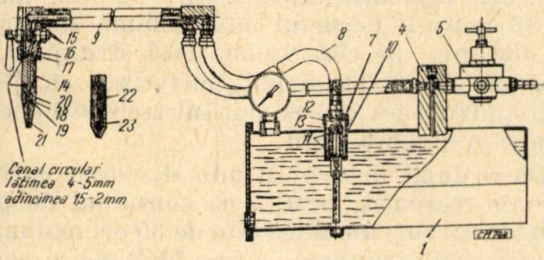


Fig. 6

După cum se vede din schema reprezentată în figura 6, instalaţia se compune dintr-un rezervor sudat *1* cu o capacitate de 6 l, la unul din capete rezervorul avînd o flanşă *2* fixată cu şuruburi. În această flanşă este prevăzut un orificiu *3* pentru verificarea nivelului. Pe corpul rezervorului, în partea superioară, este sudat un ventil *4* pe care este fixat regulatorul pneumatic de presiune *5*. În corpul rezervorului este prevăzută o gaură filetată în care, după ce se introduce lichidul de răcire-ungere, se fixează manometrul *6* cu care se măsoară presiunea din rezervor. De corpul rezervorului este fixat sistemul *7* de conducere a lichidului la tubul flexibil *8* prin care ajunge la amestecătorul *9*. În interiorul acestui sistem de conducere *7* este aşezat un filtru *10* format dintr-o piatră de rectificat cu dimensiuni corespunzătoare şi cu granulaţie cuprinsă între 90 şi 120, cu liant ceramic. La capetele piesei abrazive este aşezată cîte o garnitură de etanşeitate *11*. Aceste garnituri sînt presate pe capetele pietrei de rectificat de către resortul spiral *12*, prin intermediul unei rondele în formă de farfurie *13*.

Amestecătorul este partea cea mai importantă din instalaţia de pulverizare a lichidului. Corpul *14* al amestecătorului este fixat de robinetul *15* prin intermediul piuliţei olandeze *16*. Pe suprafaţa frontală superioară a corpului *14* este executat un canal circular, din care canalele de conducere a lichidului şi curentului de aer ajung într-un canal identic executat pe suprafaţa frontală inferioară a corpului *14*. Pe aceste canale inelare de pe suprafeţele frontale ale corpului amestecătorului este aşezată cîte o garnitură *17* prevăzută cu cîteva găuri : una centrală prin care trece curentul de aer şi alte două, trei în dreptul canalului circular prin care trece lichidul. De corpul *14* este fixat prin înşurubare elementul *18*, prevăzut de asemenea cu un canal circular pe suprafaţa frontală superioară şi cu două canale longitudinale, unul central pentru aer şi altul lateral pentru lichid. Din acest canal lateral lichidul ajunge într-un canal circular format în jurul elementului de filtrare *19*, care de asemenea poate fi o piatră de rectificat. Particulele de lichid din canalul interior al filtrului sînt antrenate de curentul de aer. Concentraţia de lichid în curentul de aer depinde de granulaţia mediului de filtrare, respectiv a pietrei de rectificat, care poate fi cuprinsă de asemenea între 90 şi 120. În cazul cînd drept lichid de răcire-ungere se utilizează ulei, granulaţia pietrei de rectificat poate fi cuprinsă între 230 şi 320. Pe suprafeţele frontale ale elementului de filtrare *19* sînt aşezate pentru etanşeitate garniturile *20*, presate de către capul amestecătorului — duză, prevăzut cu o gaură centrală cu diametrul de 2,5 mm pentru conducerea amestecului de aer şi lichid.

În figura 6 mai este reprezentată o variantă a acestui amestecător-duză, în care amestecul de aer şi lichid se face în canalul circular de la capătul fantei conice circulare, formate între partea de capăt a amestecătorului *23* şi elementul *22*. Concentraţia de lichid în curentul de aer este funcţie de mărimea fantei conice circulare.

Pentru a se micşora zgomotul ce apare la ieşirea amestecului din duză, trebuie ca presiunea aerului să nu fie mai mare de 2,5—3 at, iar presiunea asupra lichidului în rezervor să fie între 1,5 şi 2 at. Se recomandă, pentru acelaşi motiv, ca distanţa de la duză la zona de aşchiere să fie cuprinsă între 20 şi 25 mm.

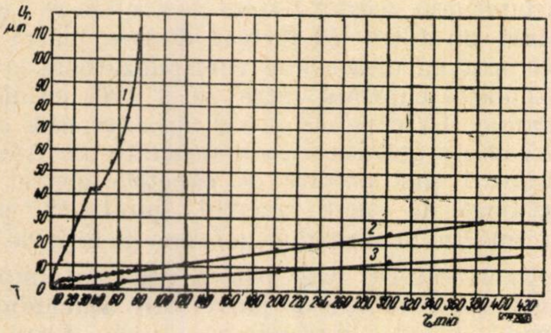


Fig. 7

Amănunte în legătură cu înlăturarea unor defecţiuni care ar putea apare în timpul funcţionării instalaţiei, precum şi cu modul de întreţinere a ei apar în literatura de specialitate [1], [2].

În diagrama din figura 7 sînt reprezentate curbele de variaţie a uzurii radiale a cuţitului la strunjirea barei din oţel necălit.

Se observă din diagramă variaţia relativ bruscă a uzurii radiale a cuţitului (curba *1*) la strunjirea fără răcire. Variaţia este aproape liniară, cu excepţia perioadei uzurii iniţiale şi a inflexiunii care a avut loc între 35 şi 45 min. După 78 min, în care timp au avut loc 18 treceri, vîrful cuţitului a parcurs în metal o lungime de 23 400 m. Uzura radială după această perioadă de timp de lucru a fost de 108 µm.

Variaţia uzurii radiale pentru răcirea de sus în jos cu lichid pulverizat este reprezentată prin curba *2*. Se observă că uzura variază liniar, panta curbei fiind mult mai mică decît în cazul strunjirii fără răcire. *După o perioadă de timp de lucru de 400 min uzura radială a atins valoarea de numai 30 µm.* În această perioadă de timp au avut loc 73 treceri, vîrful cuţitului parcurgînd în metal o lungime de 120 000 m. Nu s-a continuat experienţa pentru a atinge aceeaşi valoare a uzurii radiale, întrucît diametrul barei s-a micşorat atît de mult încît au apărut vibraţii.

Dacă se admite ca uzură radială maximă admisibilă valoarea de 30 µm, valoarea atinsă după un timp de lucru de 400 min la strunjirea cu răcire cu lichid pulverizat, se observă că această valoare este atinsă la strunjirea fără răcire după un timp de lncru de numai 24 min.

In acest caz, durabilitatea cuţitului la strunjirea cu răcire (de sus în jos) cu lichid pulverizat este de aproape 17 ori mai mare decît la strunjirea fără răcire.

Dacă se consideră că lungimea barei — 494 mm — pe care s-au făcut experienţele este egală cu a pieselor dintr-un lot oarecare, rezultă că, în cazul în care strunjirea acestor piese se face cu răcire cu lichid în stare pulverizată, se pot prelucra 73 buc. între două reascuţiri ale cuţitului. Dacă însă strunjirea se face fără răcire, între două reascuţiri ale cuţitului se pot prelucra numai 6 buc., adică de 12 ori mai puţine decît în primul caz.

De asemenea, în cadrul aceleiaşi ipoteze (că uzura radială maximă admisibilă este de 30µm), rezultă că, dacă strunjirea este efectuată fără răcire, în decursul unui schimb de lucru de 480 min trebuie să se schimbe de 20 de ori cuţitul uzat cu altul reascuţit, pe cîtă vreme dacă strunjirea se face cu răcire cu lichid pulverizat, cuţitul trebuie schimbat o singură dată.

Dacă se ţine seamă şi de timpul auxiliar necesar pentru schimbarea cuţitului uzat cu altul reascuţit, reiese şi mai mult în evidenţă avantajul mare pe care-l prezintă utilizarea răcirii cu lichid în stare pulverizată.

În aceeaşi diagramă (fig. 7) este reprezentată prin curba *3* variaţia uzurii radiale a cuţitului, în cazul cînd răcirea s-a făcut cu lichid pulverizat, jetul de lichid fiind îndreptat de jos în sus. Natural, în acest caz, influenţa răcirii cu lichid pulverizat de jos în sus asupra uzurii radiale a cuţitului este mult mai mare decît în cazul cînd jetul de lichid pulverizat a fost îndreptat de sus în jos. Astfel, după un timp de lucru de 420 min, uzura radială a fost de numai 16 µm faţă de 30 µm ca în cazul precedent. Această valoare de 16 µm a fost atinsă la strunjirea fără răcire după un timp de 12 min, în care au avut loc doar două treceri. Admiţînd ca valoare maximă admisibilă a uzurii radiale 16 µm rezultă că durabilitatea cuţitului cu jetul îndreptat de jos în sus este de 35 ori mai mare decît în cazul strunjiri fără răcire. Dacă strunjirea se face fără răcire, în cadrul ipotezei admise, cuţitul trebuie să fie înlocuit cu un cuţit reascuţit după fiecare 12 min, adică de 40 de ori în decursul unui schimb de lucru de 480 min, pe cîtă vreme dacă strunjirea se face cu răcire cu lichid pulverizat cu jetul îndreptat de jos în sus, cuţitul trebuie înlocuit numai o singură dată.

Dacă după fiecare 12 min de lucru cuţitul trebuie reascuţit, rezultă că consumul de plăcuţe de carburi metalice este de 35 ori mai mare atunci cînd strunjirea se face fără răcire, decît atunci cînd ea se face cu răcire în modul arătat.

Variaţia uzurii radiale la strunjirea oţelului călit cu şi fără răcire este reprezentată în diagrama din figura 8.

Se vede că la strunjirea fără răcire (curba *1*) după un timp de lucru de numai 128 min s-a atins o uzură radială de 132 µm. La strunjirea cu răcire cu lichid pulverizat cu jetul îndreptat de sus în jos, după un timp de lucru de 410 min, s-a atins o uzură radială de trei ori mai mică (45 μm). Din analiza curbei *2* se vede că, după

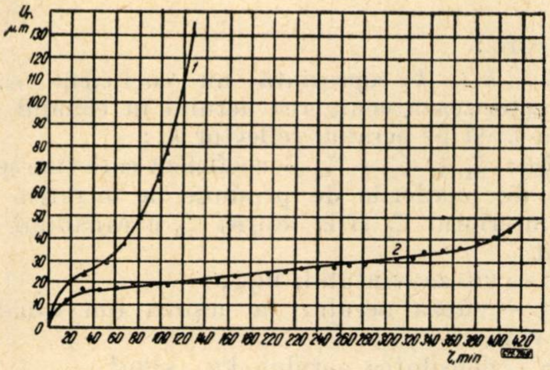


Fig. 8

un timp de lucru de 365 min, variaţia uzurii radiale nu este liniară, ceea ce înseamnă că s-a intrat în zona uzurii rapide, de aceea s-a şi întrerupt prelucrarea. Şi în cazul strunjirii oţelului călit a rezultat o durabilitate a cuţitului de 6 ori mai mare la strunjirea cu răcire cu lichid pulverizat decît la strunjirea fără răcire.

Rezultatele importante obţinute la strunjirea fontei sînt ilustrate în diagrama din figura 9.

Din această diagramă se vede că, la strunjirea fără răcire, durabilitatea cuţitului armat cu plăcuţă de carburi metalice VK8 a fost cît se poate de mică faţă de cazul cînd strunjirea s-a făcut cu răcire cu lichid pulverizat. După numai 20 min de lucru uzura a atins valoarea de 93 μm la strunjirea fără răcire, pe cîtă vreme la strunjirea cu răcire după un timp de lucru de 300 min s-a atins o uzură radială doar de 23 μm. De aci rezultă, admiţînd ca şi în cazurile precedente uzura radială maximă admisibilă de 23 μm, că durabilitatea cuţitului la strunjirea cu răcire cu lichid pulverizat este de 30 ori mai mare decît la strunjirea fără răcire.

În concluzie, în afară de avantajele generale arătate în prima parte a articolului, pe baza rezultatelor experimentale obţinute la strunjirea de finisare cu răcire cu lichid în stare pulverizată, reiese că :

— durabilitatea cuţitului la strunjirea pieselor din oţel necălit (OL 38) este de 17 ori mai mare decît la strunjirea fără răcire ;

— durabilitatea cuţitului la strunjirea aceloraşi piese este de 35 ori mai mare decît la strunjirea fără răcire, dacă jetul de lichid pulverizat este îndreptat de jos în sus asupra zonei de aşchiere ;

— durabilitatea cuţitului la strunjirea pieselor din oţel călit (40 RC) este de 6 ori mai mare decît la strunjirea fără răcire ;

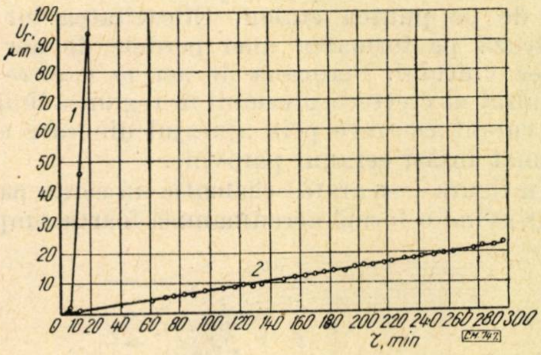


Fig. 9

— durabilitatea cuţitului la strunjirea pieselor din fontă (197 HB) este de 30 ori mai mare decît la strunjirea fără răcire.

---

[1]*** *Smazocino.* Ohlajdaişcie jidkosti pri rezanii metallov i tehnica ih primenenia. Moscova, Maşghiz, 1961. [2] *Drăghici, G.* Metode tehnologice înaintate de prelucrare a metalelor. Bucureşti, Editura tehnică, 1965.

CZ 629.12 : 072.5

Tipuri și forme de ecrane paravînt folosite în construcțiile navale

DAN IONESCU și LEONTINA IONESCU

Puntea de comandă sau puntea etalon reprezintă locul de elaborare a diferitelor comenzi, observații sau măsurări necesare guvernării navei. Pentru ca toate aceste operații să decurgă în bune condiții și ținînd seamă de faptul că puntea de comandă este la o înălțime apreciabilă față de nivelul apei, sînt prevăzute în partea dinspre provă niște dispozitive, numite ecrane paravînt, care o protejează de curenții de aer datoriți fie vîntului, fie vitezei de înaintare a navei.

Rolul ecranelor paravînt este deci de a crea o zonă de calm în regiunea posturilor de comandă de pe puntea etalon. Eficacitatea lor se bazează pe formarea unei perdele de aer în calea vîntului. Perdeaua de aer ia naștere ca rezultat al creșterii presiunii în regiunea liniilor de curent ce trece prin ajutajul din care este format însăși ecranul paravînt.

În figura 1 se arată schematic un ecran paravînt avînd o formă aerodinamică foarte simplă.

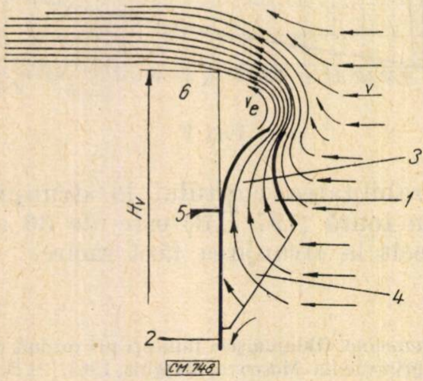


Fig. 1

În timpul deplasării navei, aerul, întîlnind cu viteză v mai întîi ecranul reflector *1* de formă concavă, este deviat în sus și formează o primă perdea de aer nu prea densă. Apoi aerul întîlnește parapetul propriu-zis al punții și, datorită formei curbate a acestuia, este deviat către canalul de vînt *3* ce are formă de ajutaj. La ieșirea din ajutaj presiunea este mai ridicată, formîndu-se o a doua perdea de aer care împiedică vîntul să sufle în spatele ecranului paravînt.

În figura 1 s-au mai notat : *4* — guseu de compartimentare a canalului de vînt, *5* — copastie și *6* — zonă de calm.

Ecuația care exprimă caracteristicile aerodinamice ale ecranului paravînt are forma generală :

$$k \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} = \zeta \cdot \rho \cdot \frac{v_e^2}{2} .$$

în care :

$k = k_1 + k_2$ reprezintă un coeficient care caracterizează scurgerea aerului în canalul de vînt k_1 și pe ecranul reflector k_2 ;

$\zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3$ — coeficient care ține seamă de pierderile de presiune la intrarea ζ_1 în interiorul ζ_2 și la ieșirea ζ_3 a canalului de vînt ;

v — viteza vîntului, m/s ;

v_e — viteza aerului la ieșirea din canalul de vînt, m/s ;

ρ — densitatea aerului, kg . s^2/m^4.

Pentru ca pierderile de presiune în canalul de vînt să fie cît mai mici, acesta se compartimentează cu ajutorul unor gusee verticale care, în partea inferioară, depășesc ecranul reflector.

Coeficientul pierderilor totale de presiune ζ din canalul de vînt se poate calcula cu ajutorul expresiei :

$$\zeta = \frac{2 \cdot \Delta pv}{\rho \cdot {}_{e}^{2}} ,$$

în care : Δpv este căderea de presiune între intrare și orificiul de ieșire al canalului de vînt, mm col. apă.

Viteza aerului la ieșirea din canalul de vînt v_e se poate calcula cu expresia :

$$v_e = \frac{Q}{l \cdot b \cdot n} , \text{ m/s},$$

în care :

Q este cantitatea de aer care trece prin canalul de vînt, m^3/h ;

l — distanța între guseele verticale ce compartimentează canalul de vînt, m ;

b — lățimea orificiului de ieșire al canalului de vînt, m ;

n — numărul compartimentelor canalului de vînt pe perimetrul ecranului paravînt.

În mod practic se consideră suficient de eficace un ecran paravînt, al cărui canal de vînt provoacă o perdea de aer înaltă de $H_v \geqslant 1900$ mm față de puntea de comandă.

În continuare se arată cîteva tipuri de forme de ecrane paravînt care, datorită formei aerodinamice corect alese și bunei corelări a elementelor constructive, se folosesc cu bune rezultate pe navele marinei comerciale avînd o viteză de drum între 8 și 20 nd.

În figura 2 este arătat un ecran paravînt de formă simplificată montat pe cargourile Arad și Buzău de 1100 tdw. Acest ecran prezintă avantaje constructive fiind foarte ușor de realizat. Cu toate că nu are canal de vînt, rezultatele au fost suficient de mulţumitoare. Literatura de specialitate menţionează şi cazul cînd ecranul propriu-zis este rabatabil, format din două jumătăţi (fig. 2, *b*) sau executat în întregime din material transparent (fig. 2, *c*).

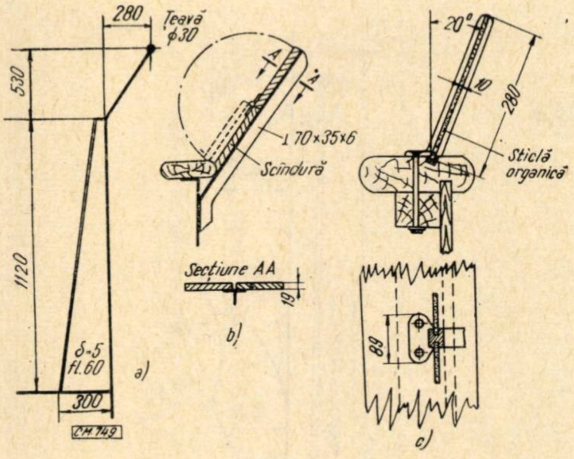

280
Ţeavă ϕ30
530
1120
δ-5
fl.60
300
a)
CM 749
A
A
⊥70×35×6
Scîndură
Secţiune AA
19
b)
20°
10
280
Sticlă organică
89
c)

Fig. 2

În figura 3 se arată un ecran paravînt montat pe un parapet vertical al punţii de comandă. Interiorul canalului de vînt nu are nici o proeminenţă; chiar sudurile au fost executate din exterior spre a nu se produce vreo denivelare. Muchiile ascuţite ale ecranului reflector şi ale parapetului în dreptul orificiului de ieşire a canalului de vînt fac ca liniile de curent să se desprindă liber fără formare de turbioane.

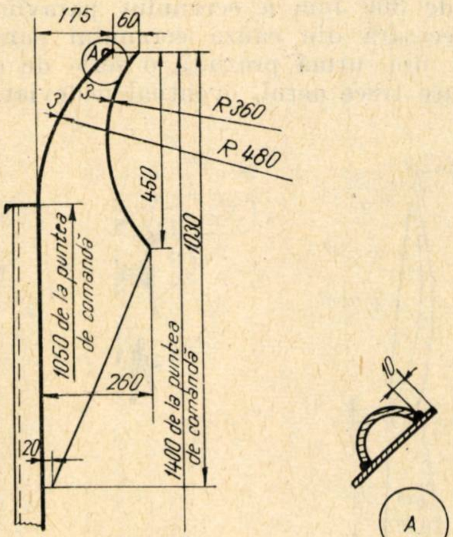

175
60
A
3
3
R360
R480
450
1030
1050 de la puntea de comandă
260
1400 de la puntea de comandă
20
10
A
CM 750

Fig. 3

Acest ecran paravînt provoacă zone de calm atît în apropierea parapetului, cît şi la o oarecare depărtare de parapet în zona amplasării aparatelor de navigaţie.

În figura 4 este precizat un ecran paravînt folosit la navele petroliere sovietice de tipul Budapesta şi Sofia. Datorită formei aerodinamice şi curburii parapetului se micşorează coeficientul pierderilor de presiune ζ_1 la intrarea în canalul de vînt, deoarece liniile de curent sînt mai uşor deviate.

Ca inconvenient al acestui ecran se menţionează faptul că perdeaua de aer ce iese din

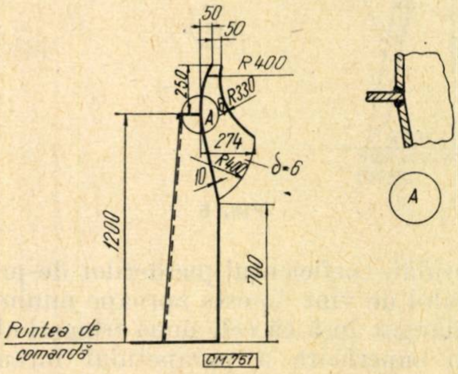

50
50
R400
250
R330
A
274
R400
δ=6
10
1200
700
Puntea de comandă
CM 751
A

Fig. 4

canalul de vînt este aproape verticală, fiind astfel uşor deviată de către curenţii de aer în timpul deplasării navei, astfel că zona de calm se micşorează în spatele ecranului paravînt.

În figura 5 se arată un ecran paravînt de o formă aerodinamică simplă, montat pe un parapet înclinat spre interior.

Din cauza frîngerii liniei parapetului, coeficientul pierderii de presiune ζ_2 în canalul de vînt se măreşte şi curgerea aerului se înrăutăţeşte. Totuşi, avînd elementele constructive bine alese, într-o anumită corelaţie, acest ecran prezintă o suficientă eficacitate pentru punţile de comandă.

În figura 6 apare un ecran paravînt de o formă aerodinamică corespunzătoare şi cu o

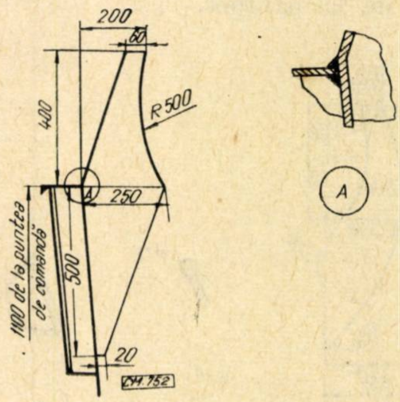
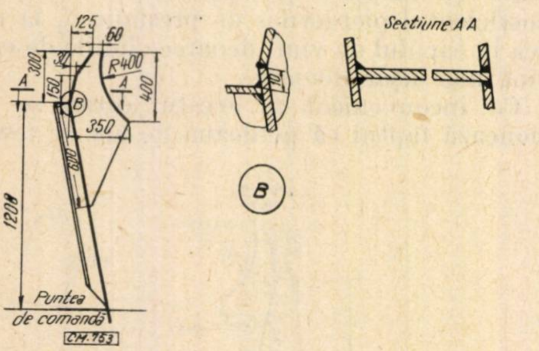

200
60
400
R500
250
500
1100 de la puntea de comandă
20
CM 752
A

Fig. 5

construcţie simplă. Din cauza parapetului înclinat pierderile de presiune la intrarea în canalul de vînt sînt minime. Cele două planuri ale tablei parapetului măresc pierderile în canalul de vînt; execuţia simplă şi ieftină compensează însă acest mic dezavantaj.

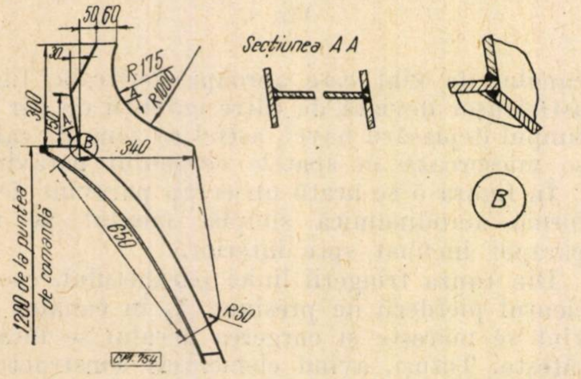
Un ecran paravînt cu o formă aproape perfectă apare în figura 7. Din cauza înclinării



125
60
300
30
150
R400
A
400
B
350
600
1200
Puntea de comandă
Secţiune A A
B
CM-753

Fig. 6

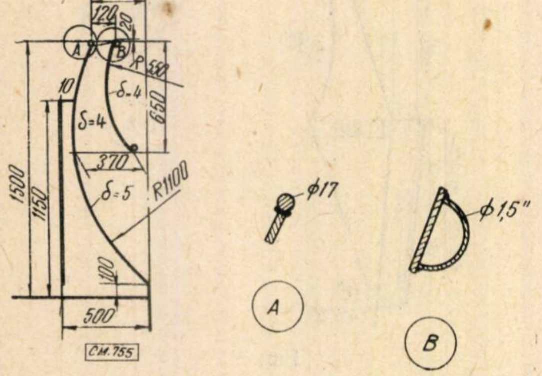
parapetului, coeficientul pierderilor de presiune în canalul de vînt ζ_2 este aproape minim. Trebuie adăugat însă că cele două frîngeri ale prelungirii superioare a parapetului înrăutăţesc



50 60
30
R175
R1000
300
150
A
B
340
650
R50
1200 de la puntea de comandă
Secţiunea A A
B
CM-754

Fig. 7

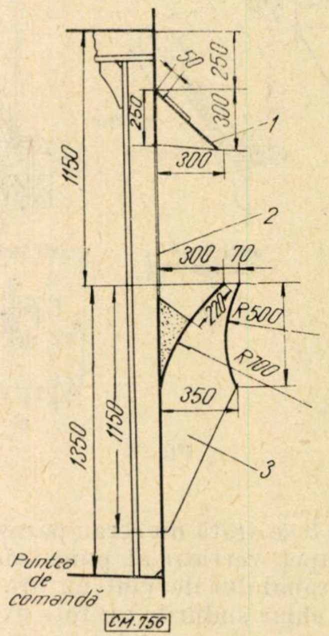
întrucîtva scurgerea aerului în canalul de vînt. Un asemenea paravînt asigură o protecţie contra vîntului, începînd de la o distanţă de 600—700 mm de la parapet.



320
120
A
B
R
50
10
δ-4
650
δ=4
370
δ=5
R1100
1500
1150
100
500
ϕ17
ϕ1,5"
A
B
CM-755

Fig. 8

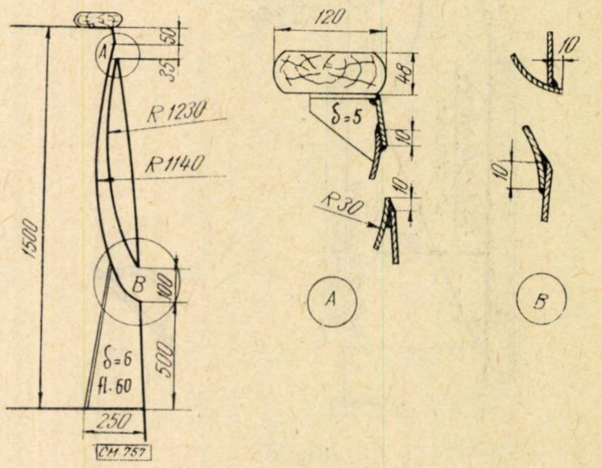
Figura 8 reprezintă un ecran paravînt cu o formă aerodinamică adecvată. Curbura mare a parapetului şi a ecranului reflector ale acestui paravînt, cu toate neajunsurile lui constructive, determină o funcţionare corespunzătoare. Curbura prea mare a parapetului micşorează o bună parte din suprafaţa utilă a punţii. Este recomandabil ca un asemenea ecran paravînt să fie folosit la coşurile de fum ale navelor, pentru protecţia împotriva fumului.



50
250
250
300
1
300
1150
2
300
70
200
R500
R700
350
1350
1150
3
Puntea de comandă
CM-756

Fig. 9

În figura 9 se arată un caz interesant de montare a ecranului paravînt asociat cu un ecran parasolar *1* la ferestrele *2* de la timonerie. Evazarea de 300 mm a ecranului paravînt *3* a fost necesară din cauza ecranului parasolar. Acesta din urmă prezintă o serie de orificii prin care trece aerul, eventual nedeviat.



A
50
35
R1230
R1140
1500
B
100
500
δ=6
Fl. 60
250
120
48
δ=5
10
R30
10
A
10
10
B
CM-757

Fig. 10

În figura 10 se precizează un ecran paravînt cu o formă specială. Macheta respectivă din lemn a fost încercată pe un autocamion şi a dat rezultate satisfăcătoare. Singurul avantaj este de ordin estetic, deoarece la prima vedere acest ecran este neobservabil. Asemenea ecran a fost instalat pe cargourile de 1 600 tdw de tipul Caransebeş şi Sighişoara.

Figura 11 prezintă o vedere generală a punţii de comandă a unui cargou. Se recomandă ca timoneria să fie la o distanţă de 2–3 m de ecranul paravînt, în caz contrar o parte din aerul care o loveşte fiind deviat în jos şi provocînd turbioane cu aerul ce trece prin ecranul paravînt, tocmai în regiunea zonei de calm a punţii.

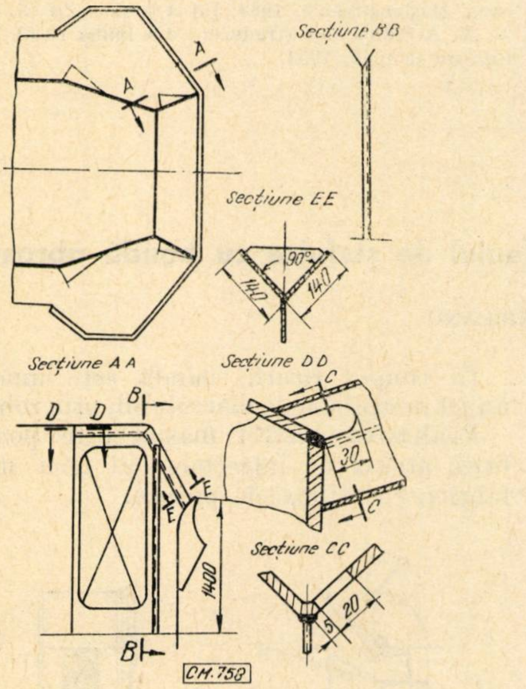


Fig. 11

Experienţele făcute în străinătate au arătat că e bine să se amplaseze la prova timoneriei, în colţuri, doi pereţi apărători de vînt, prevăzuţi cu uşi (fig. 11, sect. $A-A$), care asigură o protecţie satisfăcătoare contra vîntului lateral. Presiunea vîntului pe o punte astfel amenajată se micşorează de cîteva ori.

În concluzie, în funcţie de arhitectonica parapetului, se pot folosi ecrane paravînt avînd forma celor din figura 12.

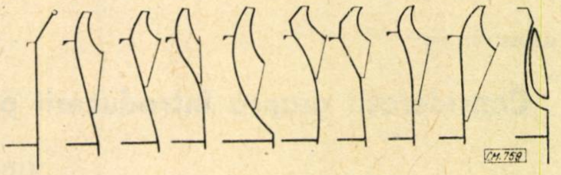


Fig. 12

Ca dimensiuni constructive, pentru navele cu viteză medie, este necesar să se adopte recomandările notate pe figura 13 şi indicate în tabela 1.

Pentru o bună funcţionare a ecranului paravînt, trebuie ca :

— marginea superioară a ecranului reflector să fie cu 10–30 mm deasupra marginii superioare a parapetului ;

— marginile superioare ale ecranului reflector şi ale prelungirii parapetului să fie ascuţite pentru a înlesni ruperea liniilor de curent fără formare de turbioane ; nu se admit nervuri de rigidizare pe aceste muchii ascuţite ;

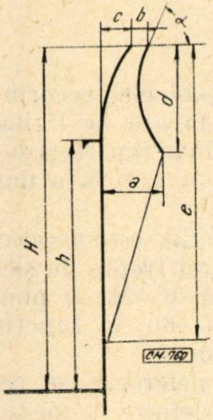


Fig. 13

Tabela 1

Denumirea	Notaţia	Valoarea
Lăţimea intrării canalului de vînt, mm	a	250–300
Lăţimea ieşirii canalului de vînt, mm	b*	50– 70
Evazarea (curbarea) parapetului, mm	c	125–175
Lăţimea ecranului reflector, mm	d	350–450
Înălţimea guseului de compartimentare a canalului de vînt, mm	e	a + (600–800)
Înălţimea totală a ecranului paravînt, mm	H	1450–1500
Înălţimea copastiei parapetului, mm	h	1100–1200
Unghiul cu orizontala al aerului la ieşirea din canalul de vînt	α	60°–75°
Diverse rapoarte	a/b	3,5–4,5
	e/a	2,5–3,5
	b/d	0,13–0,17
	a/c	1,75–2,5
	c/b	2–3
Distanţa între guseele de compartimentare a canalului de vînt, mm	l	600–800

*Cu creşterea vitezei navei cota b se poate mări.

— să se evite cordoanele de sudură în canalul de vînt sau, dacă totuşi acestea există să fie polizate;

— sub ecranul reflector, pe parapet, să nu se amplaseze aparatură sau lămpi de iluminat, deoarece acestea împiedică intrarea aerului fără turbionare în canalul de vînt, micşorîndu-i astfel viteza;

— în timpul proiectării navei să se țină seamă că eficiența ecranului paravînt depinde de dispoziția reciprocă a roofurilor, a punții de comandă, a timoneriei şi a altor structuri.

[1] *G. T. Melnicenko*, Vetrozascitnîe ustroistva sudov. In : Sudotroienie, nr. 7, 1963. [2] *Haan J. P. D.* Practical Shipbuilding, vol. III B, partea I. Haarlem-Hooland, Ed. Stam, 1957. [3] *Gubanov, V. E., Vasiliev*, şi *Zavialov, A. S.* Sudovîe sistemî. Ed. Ministerstva recinogo flota, SSSR, 1951. [4] *Rîsin S. A.* Ventiliaţionnie ustanovski — Spavocinik. Moscova, Maşinostroenie, 1964. [5] *Arjanikov, N. S.* şi *Malţev, V. N.* Aerodinamica (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1954.

CZ 621.923 : 621.357

Considerații asupra introducerii procedeului de șlefuire cu bandă abrazivă

MIRCEA BĂICEANU

Operaţia de şlefuire în procesul tehnologic de acoperire galvanică a pieselor este de o mare importanţă, întrucît de calitatea acesteia depinde şi calitatea acoperirilor pentru protejarea suprafeţelor.

În prezent, în ţara noastră operaţia de şlefuire se execută cu şaibe din pîslă, abrazivul utilizat fiind electrocorindonul sau carbura de siliciu, prins pe şaibă cu ajutorul unui clei oarecare, în foarte puţine întreprinderi lucrîndu-se pe maşini cu bandă abrazivă importată.

Procedeul de lucru cu şaibă de pîslă prezintă mai multe dezavantaje : productivitate scăzută, datorită faptului că suprafaţa de contact pe piesă este mică; urme neuniforme din cauza instabilităţii piesei pe şaibă şi a presiunii neuniforme aplicate de către muncitor asupra piesei, factor care în practică nu se poate menţine întotdeauna între limitele necesare unei viteze de şlefuire optime; centrarea şaibei se face greoi, din care cauză majoritatea şaibelor prezintă vibraţii; pericol de accidentare; condiţii grele de lucru din cauza prafului uscat provocat de particulele rezultate din aşchiere; costul destul de ridicat al şaibelor de pîslă.

Pentru înlăturarea acestor deficienţe se poate folosi procedeul de şlefuire pe bandă abrazivă, care se poate aplica cu uşurinţă în oricare întreprindere din ţară.

Maşina de şlefuit din figura 1 funcţionează cu o bandă textilă *7*, pe care se fixează, cu un liant hidrorezistent, un abraziv puternic.

Această bandă este aşezată pe două roţi, dintre care una de antrenare *2* şi alta antrenată *3*.

Piesa este aplicată pe banda de şlefuit în dreptul suportului *4* cu rolă din cauciuc, într-o poziţie convenabilă. Antrenarea benzii se face prin intermediul unui motor electric *5* şi al unui variator de viteze care permite variaţia vitezei benzii de la 16 pînă la 30 m/s.

În timpul rotirii, banda este umezită cu un jet de apă sau de ulei solubil, prin robinetul *6*.

Realizarea acestei maşini este posibilă în orice atelier de întreţinere al unei uzini sau fabrici, cu mijloacele proprii.

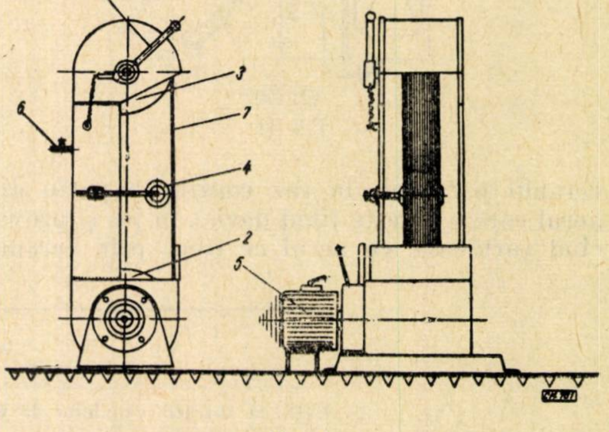


Fig. 1

Abrazivul cel mai indicat este electrocorindonul care, după încercările făcute la Uzina „6 Martie" — Zărneşti, la cîteva repere, conform diagramelor din figurile 3, 4 şi 5, a dat rezultate bune.

Pentru obţinerea unei şlefuiri fine este necesar ca piesele să fie trecute prin trei trepte de şlefuire începînd de la granulaţia 6—M 40 pînă la M 10, conform STAS 1753—60, în funcţie de gabaritul şi grosimea pieselor.

Pentru şlefuirea metalelor neferoase se recomandă o singură treaptă de şlefuire în mediu uscat.

Factorul important în introducerea acestui procedeu este banda abrazivă. Deoarece în prezent în ţară noastră nu este o întreprindere specializată în fabricarea acestor benzi hidrorezistente cu electrocorindon pe suport textil, se propune fabricarea benzii abrazive în oricare întreprindere interesată, după procedeul descris în continuare.

Suportul textil este țesătura de bumbac continuă, sub formă de sul, avînd circumferința de circa 3 m; suportul textil trebuie să fie din fibre de rezistență mare, finețe și desime mare și cu legătura în diagonală.

Liantul trebuie să fie hidrorezistent, plastic și să prezinte o adeziune mare.

În prezent, în cadrul încercărilor realizate, benzile cele mai rezistente au fost cele cu adezivi pe bază de rășină și care se fabrică în întreprinderile noastre chimice.

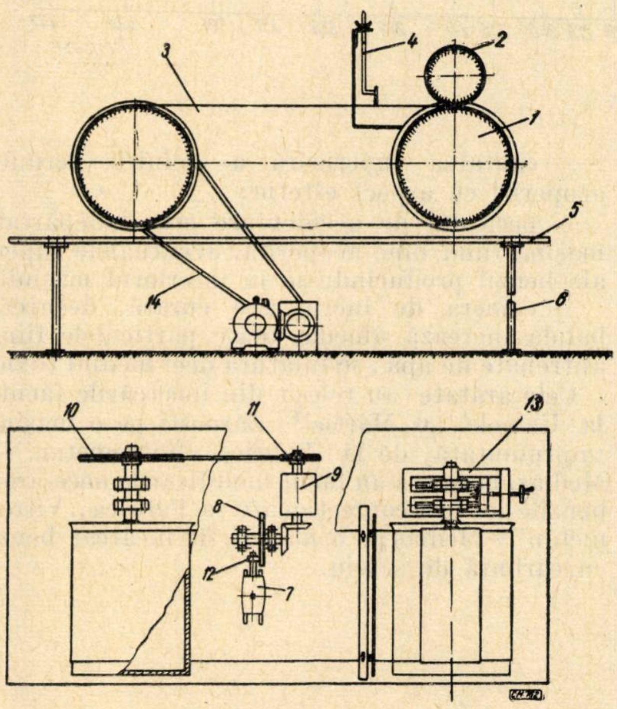


Fig. 2

Instalația de fabricare a benzii este redată schematic în figura 2 și a fost propusă cabinetului tehnic al Uzinei „6 Martie" — Zărnești în februarie 1965.

Instalația comportă:

— doi cilindri, dintre care unul de antrenare și altul antrenat *1* (glisant), permițînd fixarea și întinderea benzii;

— soluția de adeziv se toarnă pe toată lățimea benzii în fața stăvilarului *4*;

— abrazivul se pune pe pînză după impregnarea pînzei cu adeziv;

— un cilindru *2* este folosit pentru tasarea abrazivului;

— electromotorul *7* cu reductorul *9* transmit mișcarea roții de antrenare *10*.

Procedeul de lucru cu această instalație constă în: întinderea benzii pe role, pregătirea adezivului, aplicarea adezivului pe pînză în cel mult 2—3 rotații ale cilindrilor, aplicarea abrazivului pe pînză și tasarea lui, scoaterea benzii de pe instalație și punerea la uscat într-o cameră cu temperatura de 20°C timp de 48 h, tăierea benzii în fîșii.

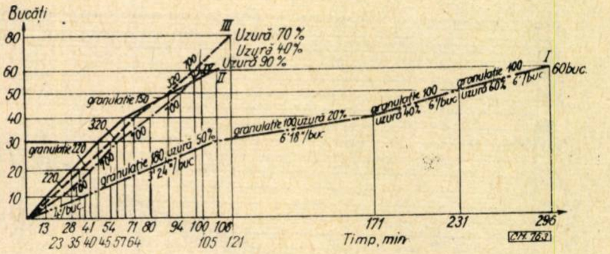


Fig. 3

Făcînd probe de șlefuire asupra unor repere s-au obținut rezultatele ilustrate în diagramele din figurile 3, 4 și 5.

În figura 3 apare graficul pentru reperul 027 (cot). S-au executat în 4 operații 60 bucăți piese, revenind 8′ 93″/buc. față de 14′/buc. după procedeul de șlefuire cu șaiba de pîslă. S-au consumat următoarele benzi:

— 1 bucată bandă cu granulația 100 — 180, corespunzător STAS 1753—60 (12—6), uzură circa 60%;

— 1 bucată bandă cu granulația 150 (corespunzător 8), uzură circa 90%;

— 1 bucată bandă cu granulația 320 (corespunzător M 40), uzură circa 70%;

— 1 bucată bandă cu granulația 700 (corespunzător M 10), uzură circa 40%.

Tot la acest reper s-a redus o operație după cum se vede din graficul din figura 4, reducîndu-se timpul la 8′ 15″/buc., iar consumul cu o bandă.

Calitatea suprafeței este foarte bună.

Din graficul din figura 5, reiese că reperul 032 (mîner bicicletă) a fost executat pe o singură bandă pînă la consumul total al ei, realizîndu-se circa 310 piese în 1′ 55″/buc., față de 2′ 10″ cît se realiza cu șaibe de pîslă.

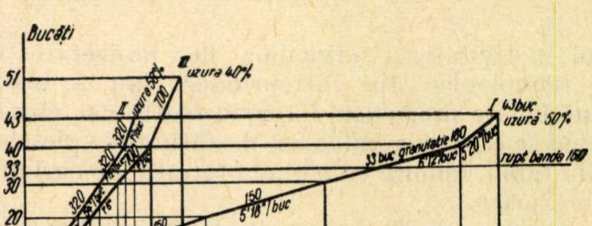


Fig. 4

Piesele mai au nevoie de o singură operație cu o bandă de M 10.

S-au mai făcut încercări și cu alte piese cu suprafață curbă sau cilindrică.

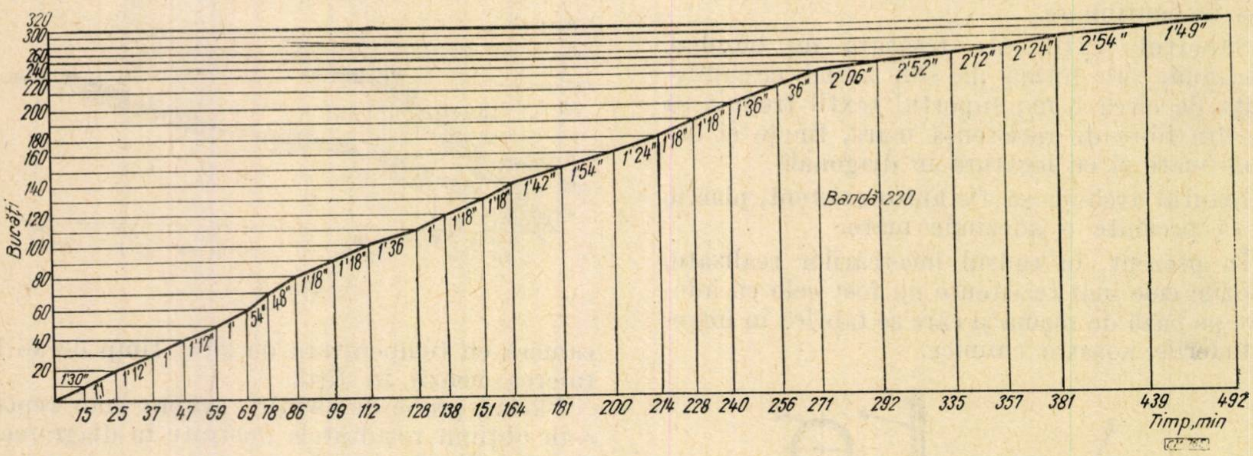


Fig. 5

În medie, durata unei benzi pentru o treaptă de șlefuire este de circa 200 bucăți piese din reperele încercate, iar prețul unei astfel de benzi este de circa 15 lei, ceea ce pentru o piesă gata șlefuită prin toate operațiile revine la circa 0,24 lei.

Încercările următoare vor permite și reducerea costului unei benzi, ceea ce va determina, în mod implicit, un cost mai scăzut pentru fiecare piesă.

Pentru șaibele de pîslă, din verificările făcute, reies următoarele : costul unei șaibe consumabilă în două luni este de 192 lei ; costul de încărcare pe zi al unei șaibe este de 28, 58 lei ; costul șlefuirii pentru reperul 027 este de 0,71 lei/buc.

În concluzie, procedeul prezintă o serie de avantaje :

— productivitatea muncii se dublează, ceea ce determină reducerea numărului de șlefuitori sau descongestionarea mașinilor existente ;

— calitatea superioară a șlefuirii permite acoperiri cu aspect estetic ;

— pericolul de accidentare este îndepărtat, mașina fiind bine acoperită, eventualele ruperi ale benzii producîndu-se în interiorul mașinii ;

— camera de lucru este curată, deoarece banda lucrează umedă, toate particulele fiind antrenate de apă ; se înlătură deci mediul toxic.

Cele arătate au reieșit din încercările făcute la Uzinele ,,6 Martie"—Zărnești pe o mașină împrumutată de la Fabrica ,,Vitrometan"—Mediaș, la care s-au făcut modificările necesare ; benzile au fost confecționate la Fabrica ,,Vitrometan"—Mediaș pe o mașină de încărcat benzi cu carbură de siliciu.

CZ 621.981.1.001.24

Contribuții la calculul desfășuratelor pieselor îndoite din tablă

PARTENIE TITU IONAȘIU

În activitatea serviciilor de proiectare și tehnologice din întreprinderi sau a institutelor de proiectare intervin foarte des cazuri cînd se cere să se calculeze desfășuratele pieselor din tablă, îndoite cu o anumită rază de curbură interioară.

Aceste calcule sînt necesare fie pentru stabilirea dimensiunilor materialului semifabricat, înainte de îndoirea în dispozitiv sau matriță fiind necesar un calcul cît mai precis, fie pentru determinarea consumului specific de material necesar piesei, caz în care precizia de calcul poate fi mai redusă.

În mod obișnuit, calculul se face considerînd o linie de îndoire care trece prin mijlocul secțiunii tablei, a cărei lungime se presupune că rămîne neschimbată în timpul operației de îndoire ; apoi, prin metode geometrice simple, se calculează desfășurata acestei linii.

Astfel, de exemplu, pentru cazul piesei din figura 1, desfășurata se calculează cu relația :

$$L = l_1 + l_2 + \frac{\pi\alpha}{180^0}(\mathrm{r} + 0{,}5\,g)\,, \qquad (1)$$

în care :

$$\left.\begin{aligned} l_1 &= L_1 - (r + g)\ \mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2} \\ l_2 &= L_2 - (r + g)\ \mathrm{tg}\,\frac{\alpha}{2} \end{aligned}\right\}. \qquad (2)$$

Dacă îndoirea se face în unghi drept, $\alpha = 90°$, iar relația devine :

$$L = L_1 + L_2 - 2(r + g) + \frac{\pi}{2}(r + 0{,}5\,g). \quad (3)$$

Această metodă de calcul nu este însă prea simplă, în special dacă trebuie aplicată de mai multe ori. De asemenea, metoda nu este nici prea exactă, deoarece în realitate linia de îndoire nu trece prin mijlocul secțiunii tablei, ci se apropie de marginea ei interioară cu atît mai mult cu cît scade raportul dintre raza de îndoire r și grosimea tablei g.

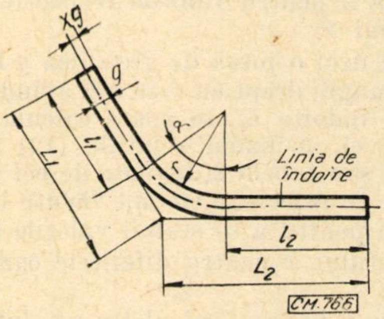


Fig. 1

În această lucrare se propune o metodă mai rapidă și mai exactă de calcul al desfășuratelor, a cărei utilizare este cu atît mai rentabilă cu cît numărul de îndoiri care intervin în calcule este mai mare, în special dacă piesele au aceeași grosime și aceeași rază de îndoire.

Metoda prezentată poate sta la baza întocmirii unui normativ de proiectare în cazul obținerii unor rezultate practice corespunzătoare.

Coeficientul x din figura 1, care determină poziția reală a liniei de îndoire poate fi considerat egal cu 0,5 numai cînd se produc în material deformații plastice reduse, la îndoiri cu rază mare de curbură și pentru valori mari ale raportului $\frac{r}{g}$. În schimb, în cazul îndoirilor cu valori mici ale raportului $\frac{r}{g}$, se produc deformații plastice mari, se micșorează grosimea materialului, iar linia de îndoire se deplasează spre fibrele comprimate, deci spre interior. De asemenea, la benzile subțiri se modifică și forma secțiunii transversale.

În funcție de datele literaturii tehnice de specialitate [2], coeficientul x se poate calcula cu formula :

$$x = \left(\frac{r}{g}\,\xi + \xi^2\right)\frac{b_f}{b} - \frac{r}{g}, \quad (4)$$

în care :

ξ este coeficientul de subțiere a materialului $\left(\xi = \frac{g_f}{g}\right)$;

g_f — grosimea materialului după îndoire ;

b, b_f — lățimea benzii înainte și după îndoire.

Pentru piesele late cu valori ale lui b mai mari decît $3\,g$, ceea ce se și întîmplă, de obicei, în practică, b_f este aproximativ egal cu b, iar relația (4) devine :

$$x = \xi^2 - \frac{r}{g}(1 - \xi). \quad (5)$$

Coeficientul ξ depinde de calitatea materialului, de raportul $\frac{r}{g}$ și de unghiul de îndoire α.

Tabela 1

$\frac{r}{g}$	0,1	0,25	0,5	1	2	3	4	> 4
ξ	0,82	0,87	0,92	0,96	0,985	0,992	0,995	1,0
x	0,32	0,35	0,38	0,42	0,455	0,47	0,475	0,5

În tabela 1[2] sînt date unele valori ale coeficienților x și ξ pentru cazul îndoirilor la 90° ale oțelurilor moi (OL 34, OL 38).

După unele date mai recente însă [1], valorile coeficientului x sînt cele din tabela 2 ; valorile din tabela 2 sînt puțin mai mici decît cele din tabela 1.

Tabela 2

$\frac{r}{g}$	x	k	$\frac{r}{g}$	x	k	$\frac{r}{g}$		k
0,5	0,25	1,82	3	0,39	2,68	10	0,47	5,56
0,8	0,3	1,87	4	0,41	3,08	12	0,48	6,41
1	0,35	1,88	5	0,43	3,475	16	0,49	8,11
1,5	0,36	2,08	6	0,44	3,89	20	0,495	9,82
2	0,37	2.28	7	0,45	4,30	> 20	0,5	—
2,5	0,38	2,48	8	0,46	4,72	—	—	—

Din ambele tabele se observă că valoarea coeficientului x tinde către 0,5 o dată cu creșterea raportului $\frac{r}{g}$, cînd se poate utiliza relația aproximativă (1). Coeficientul k din tabela 2 intervine în relația (13).

Valoarea exactă a desfășuratei din figura 1, ținînd seamă și de coeficientul x, devine :

$$L = l_1 + l_2 + \frac{\pi\alpha}{180^0}(r + xg). \quad (6)$$

Pentru cazul general al piesei cu n îndoituri și $n + 1$ laturi drepte (fig. 2), relația devine :

$$L = \sum_{i=1}^{n+1} l_i + \sum \frac{\pi\alpha_i}{180^0}(r_i + x_i g), \quad (7)$$

în care :

$$\left.\begin{aligned} l_1 &= L_1 - (r_1 + g)\,\mathrm{tg}\,\frac{\sigma_1}{2}, \text{ pentru } i = 1\,;\\ l_i &= L_i - \left[(r_{i-1} + g)\,\mathrm{tg}\,\frac{\alpha_{i-1}}{2} + \right.\\ &\left. + (r_i + g)\,\mathrm{tg}\,\frac{\alpha_i}{2}\right], \text{ pentru } i = 2 \dots n\,;\\ l_{n+1} &= L_{n+1} - (r_n + g)\,\mathrm{tg}\frac{\alpha_n}{2}, \text{pentru } i = n+1. \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

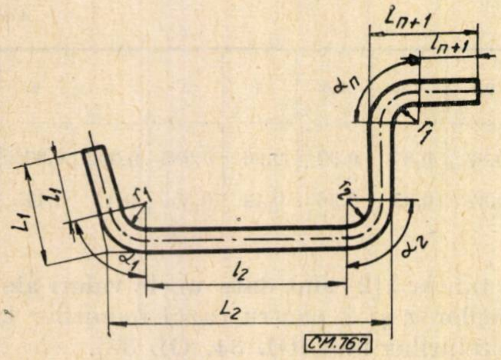


Fig. 2

În cele ce urmează se realizează transformarea relațiilor (7) și (8) sub o formă mai ușor utilizabilă, care să fie aplicabilă pentru cazurile mai des întîlnite în practică : cînd se dau lungimile $L_1, \dots, L_{n+1}$ ale piesei îndoite și cînd toate îndoirile se fac cu aceeași rază și în unghi drept ($\alpha_1 = \alpha_2 = \dots \alpha_n = 90°$; $r_1 = \dots = r_n = r$; $x_1 = x_2 = \dots = x_n = x$).

Prin aceste particularizări, relațiile (7) și (8) devin :

$$L = \sum_{i=1}^{n+1} l_i + \frac{n\pi}{2}(r + xg)\,; \qquad (9)$$

$$l_1 = L_1 - (r + g), \text{ pentru } i = 1\,;$$

$$l_i = L_i - 2(r + g), \text{ pentru } i = 2 \dots n\,; \qquad (10)$$

$$l_{n+1} = L_{n+1} - (\,r + g), \text{ pentru } i = n + 1,$$

de unde :

$$\sum_{i=1}^{n+1} l_i = \sum_{i=1}^{n+1} L_i - 2n\,(r + g). \qquad (11)$$

Relația (9) se poate scrie atunci :

$$L = \sum_1^{n+1} L_i - n\left[2\,(r + g) - \frac{\pi}{2}\,(r + x\,g)\right] =$$

$$= \sum_1^{n+1} L_i - n\left[r\left(2 - \frac{\pi}{2}\right) + g\left(2 - \frac{\pi}{2}x\right)\right],$$

sau :

$$L \simeq \sum_1^{n+1} L_i - n\,[0{,}43\,r + g\,(2 - 1{,}57\,x)] =$$

$$= \sum_1^{n+1} L_i - nz, \qquad (12)$$

în care :

$$z = 0{,}43\,r + g\,(2 - 1{,}57\,x) = g\left(0{,}43\,\frac{r}{g} + \right.$$

$$\left. + 2 - 1{,}57\,x\right) = gk. \qquad (13)$$

Valorile lui k în funcție de $\frac{r}{g}$ au fost calculate în tabela 2 pentru valorile respective ale coeficientului x.

Avînd deci o piesă de grosimea g îndoită de n ori în unghi drept cu raza r și avînd lungimile laturilor îndoite L_i, se poate calcula ușor desfășurata ei, utilizînd relațiile (12) și (13) și tabela 1 sau tabela 2(depinde de cel considerat valabil). În orice caz trebuie făcute încă multe încercări pentru a se stabili valorile exacte ale coeficientului x pentru diferitele cazuri de îndoire.

Pentru ușurarea calculelor s-a întocmit tabela 3, din care se pot obține direct valorile lui z în funcție de grosimea semifabricatului g și a razei de curbură r.

Această tabelă este valabilă pentru valorile cele mai des întîlnite ale lui r și g cuprinse între 0,5 și 10 mm. Tabela a fost întocmită pe baza datelor din tabela 2 pentru stabilirea coeficientului x.

Tabela este utilizabilă pentru cazurile $\frac{r}{g} < < 0{,}5$.

În afară de această tabelă se poate utiliza și diagrama din figura 3, construită cu ajutorul tabelei considerate. Diagrama permite determinarea directă a valorilor lui z în funcție de g și $\frac{r}{g}$. Este de remarcat faptul că fiecare dintre dreptele $\frac{r}{g} = \text{const.}$ au coeficientul unghiular k, care intervine în relația (13).

Ca exemplificare, se consideră semifabricatul de forma din figura 4, căruia i se calculează desfășurata.

Se presupune că toate îndoirile se fac în unghi drept și cu raza de îndoire $r = 5$ mm. În cazul că se lucrează cu metoda clasică aproximativă, se utilizează relația (9) :

$$L = \sum_{i=1}^{n+1} l_i + \frac{n\pi}{2}(r + xg).$$

Numărul îndoirilor este $n = 4$, iar $x = 0{,}5$:

$$l_1 = L_1 - (r+g) = 60 - (5+5) = 50 \text{ mm}\,;$$

$$l_2 = L_2 - 2(r+g) = 80 - 2(5+5) = 60 \text{ mm}\,;$$

$$l_3 = L_3 - 2(r+g) = 50 - 2(5+5) = 30 \text{ mm}\,;$$

$$l_4 = L_4 - 2(r+g) = 80 - 2(5+5) = 60 \text{ mm}\,;$$

$$l_5 = L_5 - (r + g) = 40 - (5 + 5) = 30 \text{ mm}.$$

$$\text{Deci : } L = 50 + 60 + 30 + 60 + 30 +$$

$$+ \frac{4\pi}{2}\,(5 + 0{,}5 \cdot 5) = 230 + 47{,}1 = 277{,}1 \text{ mm}.$$

Tabela 3

g \ x	0,5	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
0,5	0,94	1,14	1,34	1,54	1,74	1,945	2,36	2,78	3,205	4,055	4,91
1	1,82	1,88	2,08	2,28	2,48	2,68	3,08	3,475	3,89	4,72	5,56
1,5	—	2,80	2,82	3,02	3,22	3,42	3,82	4,21	4,62	5,42	6,25
2	—	3,64	3,75	3,76	3,96	4,16	4,56	4,96	5,36	6,16	6,95
2,5	—	—	4,62	4,675	4,70	4,90	5,30	5,70	6,10	6,89	7,7
3	—	—	5,46	5,59	5,58	5,64	6,05	6,44	6,84	7,64	8,43
4	—	—	—	7,28	7,42	7,51	7,52	7,92	8,32	9,12	9,92
5	—	—	—	—	9,10	9,24	9,35	9,40	9,90	10,60	11,4
6	—	—	—	—	—	10,92	11,185	11,155	11,28	12,09	12,89
8	—	—	—	—	—	—	14,56	14,83	15,01	15,04	15,84
10	—	—	—	—	—	—	—	18,2	18,48	18,70	18,8

Dacă s-ar ține seamă și de coeficientul x pentru un calcul exact $\left(x=0{,}35 \text{ pentru } \frac{r}{g}=1\right)$, s-ar obține cu ajutorul aceleiași relații:

$$L = 230 + \frac{4\,\pi}{2}(5 + 0{,}35.5) = 230 + 42{,}4 =$$

$= 272{,}4$ mm, calculul lui $\sum_{1}^{n+1} l_i$ rămînînd același.

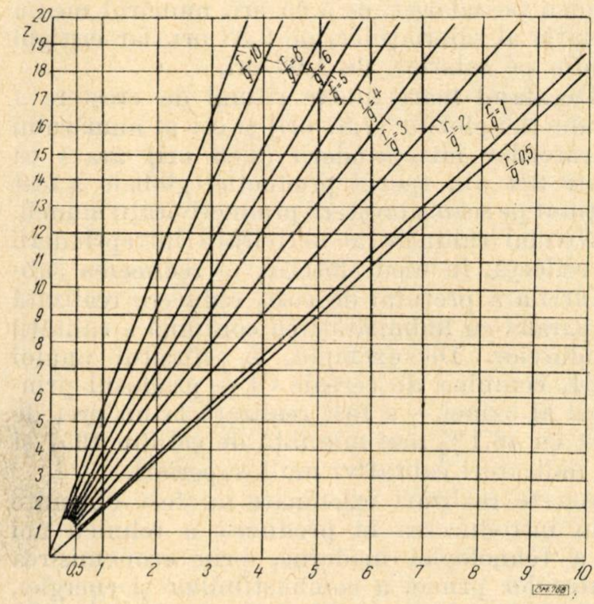


Fig. 3

Utilizînd însă metoda propusă în lucrarea de față, se aplică relația (12):

$$L = \sum_{1}^{n+1} L_i - n\,Z,$$

unde $Z = 9{,}4$ conform tabelei 2, pentru $r=5$ și $g = 5$ sau din diagrama din figura 3, pentru $g = 5$ și $\frac{r}{g} = 1$.

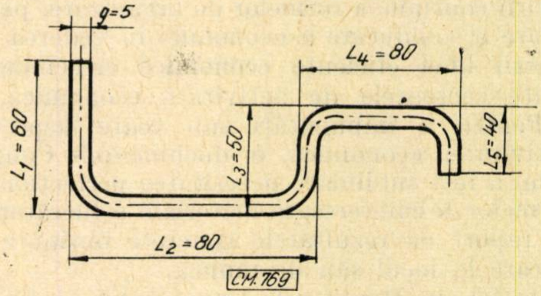


Fig. 4

Deci: $L = 60 + 80 + 50 + 80 + 40 - 4\,.\,9{,}4 = 272{,}4$ mm, rezultat identic cu cel de mai sus, dar obținut mult mai simplu.

Se observă că, utilizînd metoda prezentată, se elimină pe de o parte determinarea dimensiunilor l_i și pe de altă parte efectuarea produsului $\frac{\pi}{2}\,n\,(r+xg)$ și stabilirea coeficientului x.

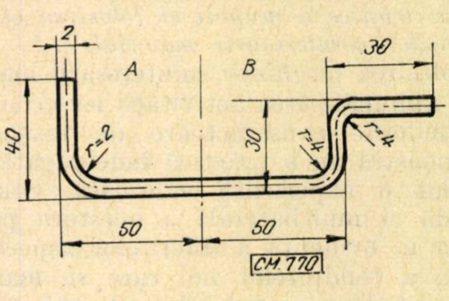


Fig. 5

Pentru valorile intermediare ale lui r şi g, care nu se găsesc în tabela 2, se vor face interpolări sau se va utiliza diagrama în figura 3.

Deşi metoda este valabilă pentru piesele cu aceeaşi rază de îndoire, ea se poate aplica şi pentru cele cu raze diferite; pentru aceasta, piesa se împarte în porţiuni cu raze identice de îndoire şi se calculează separat desfăşurata pentru fiecare porţiune, însumîndu-se la sfîrşit.

De exemplu, piesa din figura 5 se va considera împărţită în porţiunile A şi B, iar desfăşurata ei totală va fi suma fiecărei desfăşurate luată separat:

$$L = L_A + L_B \,.$$

---

[1] *Coşeriu, Tr.* şi *Ionescu, Gh.* Normarea consumurilor de materiale în construcţia de maşini. Bucureşti, Editura tehnică, 1964. [2] *Zubţov. M. E.* Tehnologia ştanţării la rece (traducere din limba rusă). Bucureşti, Editura tehnică, 1953.

CZ 338.062.41: 338.063.41

Folosirea normării şi salarizării muncii ca pîrghii importante pentru reducerea preţului de cost

MIRCEA BOŢA

Eveniment de importanţă istorică în viaţa poporului nostru, Congresul al IX-lea al P. C. R. a trasat liniile directoare pentru dezvoltarea în continuare a economiei naţionale şi ridicarea pe această bază a bunăstării materiale şi culturale a populaţiei.

O mare atenţie a acordat Congresul îmbunătăţirii continue a formelor de organizare, planificare şi conducere a economiei în vederea obţinerii unei eficienţe economice crescînde în toate sectoarele de activitate economică.

Pentru a îmbunătăţi sub toate aspectele activitatea economică, în documentele Congresului a fost subliniată necesitatea perfecţionării formelor de cointeresare materială a lucrătorilor în raport cu rezultatele concrete obţinute de fiecare la locul său de muncă.

Astfel, în Directivele Congresului al IX-lea al P. C. R. cu privire la dezvoltarea economiei naţionale în perioada 1966–1970 se precizează că, pentru realizarea sarcinilor economice ,,*este necesar ca ministerele, organele centrale, sfaturile populare şi întreprinderile să mobilizeze rezervele existente prin perfecţionarea continuă a organizării producţiei şi a muncii, ridicarea nivelului de calificare a cadrelor, extinderea normării tehnice a muncii şi folosirea eficientă a pîrghiilor cointeresării materiale*”.

În folosirea pîrghiilor cointeresării materiale pentru îmbunătăţirea activităţii lor economice, întreprinderile constructoare de maşini din ţara noastră au o practică îndelungată şi au acumulat o experienţă valoroasă. Studierea profundă şi multilaterală a acestora permite punerea în evidenţă a diferitelor aspecte respective, a tendinţelor noi care se manifestă şi înlesneşte luarea unor măsuri de îmbunătăţire şi perfecţionare a pîrghiilor de cointeresare materială în direcţia stimulării prin intermediul lor, mai direct şi într-o măsură mai mare, a iniţiativei oamenilor muncii în îmbunătăţirea activităţii economice.

Pornind de la aceste considerente, studiul de faţă îşi propune să facă o analiză a folosirii normării şi salarizării muncii ca pîrghii pentru reducerea preţului de cost la Uzinele ,,Semănătoarea”-Bucureşti.

Sub îndrumarea organizaţiei de partid, colectivul de muncitori, tehnicieni, ingineri şi funcţionari de la Uzinele ,,Semănătoarea” a obţinut o serie de succese în creşterea şi îmbunătăţirea calităţii producţiei, în creşterea productivităţii muncii şi reducerea preţului de cost.

În perioada 1955–1964, producţia globală a uzinei a crescut de 7,87 ori, productivitatea muncii pe salariat, de 3,65 ori, numărul mediu scriptic al salariaţiilor, de 2,83 ori, iar cîştigul mediu pe salariat, de 1,93 ori.

Decalajul mare dintre ritmul de creştere a producţiei globale (7,87 ori) şi cel al numărului lucrătorilor întreprinderii (2,83 ori) arată că peste 3/4 din sporul producţiei globale a fost obţinut pe seama creşterii productivităţii muncii.

Nivelul calitativ al activităţii întreprinderii se reflectă, în mod sintetic, în reducerea substanţială a preţului de cost, reducere realizată în paralel cu îmbunătăţirea continuă a calităţii produselor. De exemplu, la sfîrşitul anului 1964, combina de cereale C1 — produsul principal al uzinei — a fost realizată la un preţ de cost cu 46,1% mai mic faţă de cel din 1957 şi cu indicatori calitativi mult superiori.

Aceste realizări însemnate au fost obţinute prin introducerea în producţie a tehnicii noi şi a tehnologiei moderne, prin economisirea materiilor prime, a combustibililor şi energiei, prin îmbunătăţirea folosirii capacităţilor de producţie, prin ridicarea nivelului tehnico-profesional şi politico-ideologic al lucrătorilor, prin reducerea rebuturilor şi prin generalizarea experienţei înaintate.

O contribuţie importantă a avut-o sporirea continuă a cointeresării materiale a lucrătorilor prin îmbunătăţirea normării şi salarizării, pîrghia principală prin care s-a asigurat și se asigură creșterea cointeresării materiale fiind normarea muncii.

Ca urmare a preocupărilor susținute ale colectivului uzinei pentru extinderea normelor cu motivare tehnică, ponderea acestora în totalul volumului de muncă a crescut continuu. De exemplu, dinamica ponderii normelor cu motivare tehnică în perioada 1960–1964 apare în tabela 1.

Tabela 1

Anul	Ponderea normelor cu motivare tehnică în volumul total al muncii în acord, %		Ponderea normelor cu motivare tehnică în volumul total al muncii în regie, %	
	Planificat	Realizat	Planificat	Realizat
1960	65,10	67,09	25,00	25,80
1961	80,00	89,40	55,20	55,60
1962	90,00	99,30	60,00	69,25
1963	95,00	100,00	70,40	74,00
Trim. II 1964	100,00	100,00	72,98	73,60

Rezultă că, la munca în acord, ponderea normelor cu motivare tehnică a crescut de la 67,09 % în 1960, la 100 % în 1963. Extinderea normelor cu motivare tehnică a cunoscut un ritm susținut și la munca în regie, ponderea normelor cu motivare tehnică crescînd de la 25,8% în 1960, la 74 % în 1963. Ținînd seamă de ponderea relativ mare a muncii în regie, ca și de tendința de creștere a acesteia în urma perfecționării tehnicii și tehnologiei de fabricație și a lărgirii sortimentelor producției (în trimestrul al II-lea al anului 1964, ponderea muncii în regie a fost de 54,1 %), extinderea normelor cu motivare tehnică pentru munca în regie a avut și are o mare importanță pentru îmbunătățirea procesului de normare a muncii și creșterea, pe această bază, a cointeresării materiale a lucrătorilor în îmbunătățirea activității lor.

Un aspect important al normării muncii, a cărui analiză indică caracterul stimulator al normelor, măsura în care ele cointeresează pe lucrători în creșterea producției, a productivității muncii și în reducerea prețului de cost este gradul de îndeplinire a acestora în diferite secții și sectoare și de către diferite categorii de lucrători.

La Uzinele „Semănătoarea", în perioada 1960–1964, muncitorii în acord au îndeplinit normele în proporțiile precizate în tabela 2; din această tabelă rezultă că majoritatea covîrșitoare a muncitorilor se încadrează în categoriile de îndeplinire a normelor de la 110 % la 150 %. Aceasta indică faptul că în paralel cu extinderea normelor cu motivare tehnică, în întreprindere au fost luate și măsurile necesare pentru îndeplinirea normelor de către muncitori. Din tabela 2 rezultă, de asemenea, tendința de scădere în perioada 1960–1962, de la 45,3 % la 36,9 %, a ponderii muncitorilor care au îndeplinit normele între 100 % și 119 % și creșterea de la 54 % în 1960 la 62,2 % în 1962 a ponderii muncitorilor care au îndeplinit normele între 120 și 149,9 % și peste 150 %. În 1962, aproape 30 % din numărul muncitorilor îndeplineau normele peste 130 %. Această tendință de creștere peste limitele normale a procentului de depășire a normelor a fost corectată pe baza măsurilor luate în 1963, an în care ponderea muncitorilor care și-au îndeplinit normele în proporție de 100–119,9 %, a crescut la 52,7 % (depășind pe cea din 1960), iar ponderea celor care și-au îndeplinit normele în proporție de peste 130 %, a scăzut la 17,6 %. În anul 1964 se constată din nou tendința de creștere a ponderii grupelor de îndeplinire a normelor între 130–149,9 % și peste 150 %. Aceasta indică rezervele însemnate pe care întreprinderea le are pentru îmbunătățirea în continuare a normării muncii.

Tabela 2

Anul	Total muncitori	Ponderile grupelor de îndeplinire a normelor						
		Pînă la 99,9%	100 ÷ 109,9 %	110 ÷ 119,9%	120 ÷ 129,9%	130 ÷ 149,9%	150%	Procent mediu de îndeplinire a normelor
1960	100	0,7	10,4	34,9	27,9	18,3	7,8	125,43
1961	100	2,1	16,4	47,9	13,4	15,5	4,7	121,34
1962	100	0,9	4,9	32,0	32,5	18,8	10,9	126,30
1963	100	3,2	18,2	34,5	26,5	9,5	8,1	123,30
Trim. II 1964	100	1,2	2,6	21,8	27,9	34,2	12,3	128,30

Analiza îndeplinirii normelor pe secțiile de bază ale întreprinderii permite punerea în evidență într-un mod și mai concret a rezultatelor obținute în îndeplinirea normelor, cum și a rezervelor existente în ceea ce privește îmbunătățirea normării muncii.

În perioada 1960–1964, procentul mediu de îndeplinire a normelor în secțiile de bază ale uzinei apare evidențiat în tabela 3.

Datele menționate în tabela 3 pun în lumină faptul că în secțiile principale ale uzinei, ca urmare a măsurilor luate pe linia perfecționării

Tabela 3

Anul	Procentul mediu de îndeplinire a normelor				
	Turnătorie	Prelucrări mecanice	Montaj	Prelucrări tablă	Total uzină
1960	114,9	131,6	119,9	128,8	125,4
1961	113,0	132,5	117,1	121,1	121,3
1962	118,7	140,5	161,7	129,2	126,3
1963	117,4	138,3	115,2	127,0	123,3
Trim. II 1964	119,6	148,6	119,1	129,0	128,3

tehnicii şi a tehnologiei producţiei, ridicării calificării muncitorilor şi generalizării experienţei înaintate, normele au fost îndeplinite, iar procentul mediu de depăşire a lor, pe secţii, are tendinţă de creştere. Tot din aceste date se desprinde concluzia că în spatele procentelor medii de îndeplinire a normelor pe întreprindere se ascund procente medii exagerate de depăşire a normelor în unele secţii şi, în special, în secţia prelucrării mecanice. În această secţie, în mod constant, începînd din anul 1960, normele au fost depăşite cu peste 30%, iar în trimestrul al II-lea al anului 1964 procentul mediu de depăşire a normelor a atins 48,6%. De asemenea, în această secţie, ponderea muncitorilor care au îndeplinit normele peste 120% a crescut de la 61,9% în 1960 (pondere destul de mare) la 69,3% în 1963 şi la 80,8% în trimestrul al II-lea al anului 1964, iar ponderea muncitorilor care au îndeplinit normele între 100 şi 119,9% a scăzut de la 35,3% în 1960, la 23,1% în 1963 şi la 13,3% în trimestrul al II-lea al anului 1964. În acelaşi timp, în paralel cu procentul mare de îndeplinire a normelor şi alături de un număr mare de muncitori care îndeplinesc normele în proporţie de peste 130% şi chiar de peste 150%, există în secţie şi un număr însemnat de muncitori care lucrează sub normă. Astfel, în timp ce ponderea muncitorilor care depăşesc norma cu peste 30% a crescut de la 40,2% în 1960, la 69% în trimestrul al II-lea al anului 1964, ponderea muncitorilor sub normă a crescut în aceeaşi perioadă de la 2,8% în 1960, la 5,9% în trimestrul al II-lea al anului 1964.

Datele arătate duc la concluzia că, cu toate rezultatele bune obţinute în activitatea de normare a muncii, unele tendinţe cum ar fi depăşirea sistematică a normelor în unele secţii în proporţii exagerate, ca şi tendinţa de repartiţie a muncitorilor pe grupe de îndeplinire a normelor, care se manifestă în creşterea ponderii grupelor extreme de îndeplinire a normelor (pînă la 99,9% şi peste 129,9%), arată că în ceea ce priveşte îmbunătăţirea în continuare a normelor, aşezarea lor pe baze ştiinţifice şi sprijinirea multilaterală a muncitorilor care lucrează sub normă formează încă rezerve însemnate.

În vederea creşterii eficienţei normării muncii, a folosirii acesteia ca o pîrghie importantă pentru creşterea productivităţii muncii şi reducerea preţului de cost al produselor, este necesar ca în cadrul măsurilor ce se vor lua pentru îmbunătăţirea normelor să se urmărească reflectarea corespunzătoare a nivelului de îndeplinire şi depăşire a normelor în îndeplinirea şi depăşirea planului de creştere a productivităţii muncii.

Această subliniere este cu atît mai importantă şi actuală dacă se are în vedere faptul că în ultimii ani, la această întreprindere se constată un decalaj însemnat între procentul mare de depăşire a normelor şi nivelul îndeplinirii planului de creştere a productivităţii muncii (tabela 4).

Tabela 4

Anul	Nivelul mediu al îndeplinirii normelor, %	Nivelul îndeplinirii planului de creştere a productivităţii muncii pe muncitor, %
1959	113,75	102,6
1960	125,43	108,2
1961	121,34	95,3
1962	126,30	92,6
1963	123,30	100,1
Trim. II 1964	128,30	100,4

Din tabela 4 rezultă că tendinţa de creştere a nivelului de îndeplinire a normelor nu a fost însoţită şi de o creştere corespunzătoare a nivelului de îndeplinire a planului de creştere a productivităţii muncii pe muncitor, care în anii 1961 şi 1962 nu a fost realizat, cu toate că în aceşti ani normele au fost depăşite cu 21,34 şi, respectiv, cu 26,30%. Cu toate că în anul 1963 şi în semestrul I al anului 1964, decalajul dintre cei doi indicatori s-a micşorat, între nivelul mediu al îndeplinirii normelor şi nivelul îndeplinirii planului de creştere a productivităţii muncii pe muncitor se menţine o disproporţie destul de mare. În 1963, de exemplu, în timp ce, în medie, pe întreprindere, normele au fost îndeplinite în proporţie de 123,3%, planul de creştere a productivităţii muncii pe muncitor a fost îndeplinit numai în proporţie de 100,1%. În trimestrul al II-lea al anului 1964 decalajul dintre cei doi indicatori a continuat să se menţină. În timp ce normele au fost îndeplinite în proporţie de 128,30%, planul de creştere a productivităţii muncii pe muncitor a fost îndeplinit numai în proporţie de 100,4%.

Pentru ca normarea muncii să fie folosită cu o eficienţă sporită în reducerea preţului de cost al produselor, este necesar ca în cadrul uzinei să fie luate măsuri pentru îmbunătăţirea normării muncii, care să ducă la o creştere într-un ritm mai susţinut a productivităţii muncii pe muncitor.

O altă pîrghie a cointeresării materiale a muncitorilor, care are o mare importanţă în reducerea preţului cost şi este strîns legată de normarea muncii, este sistemul de salarizare a muncitorilor.

Pentru ca retribuirea muncii să fie cît mai direct legată de realizările efectuate în producție, la Uzinele ,,Semănătoarea'' a existat o preocupare permanentă pentru îmbinarea și folosirea, în funcție de specificul muncii din uzină, a celor două forme de salarizare — în acord și în regie — a sistemului tarifar și a unor indicatoare de calificare îmbunătățite. Raportul dintre cele două forme principale de salarizare — în acord și în regie — folosite în această întreprindere este oglindit în datele privind dinamica structurii volumului total de muncă al muncitorilor (tabela 5).

Tabela 5

Anul	Volumul total de muncă al muncitorilor	Ponderea muncii în acord, %	Ponderea muncii în regie, %
1960	100	53,0	47,0
1961	100	47,0	53,0
1962	100	47,3	52,7
1963	100	48,5	51,5
Trim. I 1964	100	45,9	54,1

Tendința de creștere a ponderii muncii în regie și de scădere corespunzătoare a celei în acord, care rezultă din datele tabelei 5 se explică prin aceea că muncile sau operațiile pentru care nu existau criterii precise de normare și unde rezultatele muncii nu puteau fi măsurate precis, au fost trecute la forma de plată în regie.

La aceasta a contribuit, de asemenea, și introducerea rapidă a tehnicii și tehnologiei înaintate în secțiile uzinei prin folosirea unor mașini și utilaje semiautomate de înaltă productivitate, construirea unei turnătorii moderne și modernizarea proceselor tehnologice. În aceeași direcție a acționat lărgirea sortimentului de mașini produse de uzină prin asimilarea de noi produse, care a necesitat folosirea formei de salarizare în regie. Numai în anul 1963, uzina a realizat 13 produse noi: echipamentul de recoltat porumb, mașina de recoltat mazăre, mașina de împrăștiat îngrășăminte, pătulul de porumb, dispozitivul de recoltat floarea soarelui, dislocătorul de sfeclă etc.

Așa cum rezultă din tabela 5, ponderea muncii în regie în volumul total de muncă al muncitorilor a crescut de la 47 în 1960, la 54,1% în trimestrul I al anului 1964. Paralel cu creșterea ponderii formei de salarizare în regie s-au extins continuu și pentru munca în regie normele cu motivare tehnică, a căror pondere a crescut de la 25,8% în 1960 la 74% în 1963. Îmbinarea formei de salarizare în regie cu normele cu motivare tehnică a dus la adîncirea și lărgirea sferei cointeresării materiale a muncitorilor în regie, la stimularea multilaterală a îmbunătățirii activității lor în direcția obținerii unei productivități înalte a muncii, a unor produse de calitate superioară și la un preț de cost cît mai redus.

În ceea ce privește salarizarea în acord, aceasta și-a redus ponderea de la 53% în 1960 la 45,9% în trimestrul I al anului 1964. Ea îmbracă forma acordului individual și colectiv și a fost menținută numai la lucrările unde rezultatele muncii pot fi măsurate precis și unde folosirea ei se justifică din punct de vedere tehnic și economic.

Concomitent cu utilizarea unor forme corespunzătoare de salarizare s-au aplicat indicatoare tarifare de calificare îmbunătățite, prin care a fost stimulată continuu ridicarea calificării muncitorilor corespunzător cu cerințele profesionale ale uzinei și cu nivelul tehnic al producției. Pe această cale s-a îmbunătățit continuu corelația dintre categoria medie tarifară a muncitorilor și categoria medie de încadrare a lucrărilor, oglindită în mod concludent în tabela 6.

Tabela 6

Indicatorii	1961	1962	1963	Trim. I 1964
Categoria medie de încadrare a lucrărilor	4,08	4,16	4,14	4,20
Categoria medie de calificare a muncitorilor	3,73	4,00	4,20	4,40
Decalajul dintre categoria medie a lucrărilor și cea a muncitorilor	+0,35	+0,16	−0,06	−0,20

Datele din tabela 6 pun în lumină tendința de creștere atît a tehnicității lucrărilor, cît și a nivelului de calificare a muncitorilor. Datorită ritmului mult mai înalt de creștere a nivelului de calificare a muncitorilor față de ritmul creșterii tehnicității lucrărilor, categoria medie tarifară a muncitorilor s-a apropiat tot mai mult de categoria medie de încadrare a lucrărilor, iar decalajul dintre acestea s-a redus de la +0,35 în 1961 la +0,16 în 1962. Ca urmare a creșterii în continuare a nivelului de calificare a muncitorilor și a scăderii tehnicității medii a lucrărilor în urma asimilării unor produse noi cu tehnicitate mai mică, în 1963 și, în special, la începutul anului 1964, categoria medie tarifară de calificare a muncitorilor a început să depășească categoria medie de încadrare a lucrărilor. Acest aspect al corelației dintre cei doi indicatori arată rezervele însemnate pe care uzina le are pentru creșterea productivității muncii și ele explică parțial gradul mare de depășire a normelor în unele secții ale uzinei.

În trimestrul I al anului 1964, în secțiile productive ale uzinei, între cei doi indicatori apărea corelația specificată în tabela 7.

În sistemul pîrghiilor folosite pentru sporirea cointeresării materiale a muncitorilor în îmbunătățirea activității lor, o importanță deosebită a avut-o la Uzinele ,,Semănătoarea'', ca și la celelalte întreprinderi, creșterea ponderii sala-

Tabela 7

Indicatori	Secţiile uzinei				TOTAL UZINA
	Turnătorie	Prelucrări mecanice	Montaj	Prelucrări tablă	
Categoria medie de încadrare a lucrărilor	4,00	4,20	4,30	4,00	4,20
Categoria medie tarifară a muncitorilor	4,20	4,45	4,20	4,30	4,40
Decalajul dintre categoria medie de încadrare a lucrărilor şi cea a muncitorilor	−0,20	−0,25	+0,10	−0,30	−0,20
Procentul mediu de îndeplinire a normelor	121,00	147,00	115,40	130,40	127,00

riului tarifar în cîştigul mediu. De la mai puţin de 60% cît era în 1956, ponderea salariului tarifar în cîştigul mediu al muncitorilor a crescut la 73% în 1958, la 75,10% în 1960 şi la 72,70% în 1963. Această creştere a avut loc pe seama scăderii ponderii elementelor ce au un efect stimulator mai redus asupra îmbunătăţirii activităţii economice a muncitorilor şi, în special, asupra ridicării calificării lor. În această privinţă, se precizează că ponderea sporului pentru depăşirea normelor în cîştigul mediu al muncitorilor în acord a scăzut de la 22,9% în 1958, la 18,1% în 1960 şi la 16,8% în 1963. Deoarece salariul tarifar este stabilit, ca mărime, în funcţie de nivelul categoriei de calificare a muncitorilor, creşterea ponderii salariului tarifar în cîştigul mediu şi menţinerea acesteia la un nivel ridicat, care în perioada 1958—1964 a fost de peste 72%, au stimulat puternic ridicarea nivelului de calificare a muncitorilor prin folosirea multiplelor forme de pregătire tehnico-profesională : cursuri de calificare şi ridicare a calificării la locul de muncă, cursul de minim tehnic, cursul pentru extinderea folosirii tehnicii noi şi a tehnologiei avansate cu demonstraţii practice la locul de muncă, şcoli tehnice şi de maiştri, şcoli medii serale, institute de învăţămînt superior etc.

Interesul crescînd al muncitorilor pentru ridicarea nivelului lor de calificare s-a concretizat în creşterea numărului cursurilor de ridicare a calificării, a numărului salariaţilor care le urmează şi a numărului cadrelor şcolarizate. În anul 1964 au funcţionat 34 de cursuri de ridicare a calificării, urmate de 1024 salariaţi şi au fost şcolarizaţi în şcoli profesionale, tehnice, de maiştri, medii şi în facultăţi, un număr de 578 salariaţi, faţă de cele 11 cursuri de ridicare a calificării urmate de 429 de salariaţi şi de 358 cadre şcolarizate în 1959.

Ridicîndu-se nivelul pregătirii teoretice şi îmbogăţindu-şi necontenit cunoştinţele practice, un număr tot mai mare de muncitori au fost promovaţi, pe bază de examen, în categorii tarifare superioare de calificare. Astfel, în primul semestru al anului 1964 au fost încadraţi în categorii superioare de calificare un număr de 128 muncitori, dintre care 89 în categoriile V—VIII.

Stimulînd puternic ridicarea nivelului de calificare a muncitorilor, îmbunătăţirea continuă a sistemului de normare şi salarizare a muncii a contribuit într-o măsură importantă la însuşirea temeinică a tehnicii şi tehnologiei avansate, folosirea deplină a timpului de muncă şi a capacităţilor de producţie, căi prin care s-au obţinut o creştere susţinută a producţiei şi productivităţii muncii şi o reducere însemnată a preţului de cost al produselor.

Influenţa intensificării folosirii pîrghiilor sistemului de normare şi de salarizare a muncii asupra ridicării calificării muncitorilor, creşterii productivităţii muncii şi reducerii preţului de cost al producţiei rezultă din datele menţionate în tabela 8.

Tabela 8

Indicatori	1958	1961	1963	Trim. I 1964
Ponderea normelor cu motivarea tehnică				
— pentru munca în acord	61,0	89,4	100,0	100,0
— pentru munca în regie	20,0	55,6	74,0	74,0
Ponderea salariului tarifar în cîştigul mediu al muncitorilor	73,0	75,1	72,7	72,2
Categoria medie tarifară de calificare a muncitorilor	4,00	3,73	4,20	4,40
Numărul de ore de muncă consumate pentru producerea combinei C1	100	60,3	56,1	55,6
Cheltuieli pentru salarii directe în preţul de cost al combinei C1	100	87,3	74,9	73,7
Preţul de cost al combinei C1	100	73,4	71,8	69,9

Din datele arătate în tabela 8 rezultă că intensificarea folosirii pîrghiilor sistemului îmbunătăţit de salarizare şi normare a muncii concretizată prin extinderea normelor cu motivare tehnică (de la 61% în 1958 la 100% în 1964 pentru munca în acord, şi de la 20 la 74% în aceeaşi perioadă pentru munca în regie) şi prin menţinerea la un nivel înalt a ponderii salariului tarifar în cîştigul mediu al muncitorilor de peste 72% (în perioada 1958—1964) a stimulat puternic ridicarea calificării muncitorilor, creşterea productivităţii muncii acestora şi reducerea preţului de cost. Categoria medie de calificare a muncitorilor, după ce înregistrează o uşoară scădere în 1961, ca urmare a angajării unui număr mare de muncitori tineri necalificaţi sau cu categorie mică de calificare, a crescut continuu ajungînd la 4,4 în 1964, cu toate că şi în perioada 1961—1964 a continuat angajarea unui număr mare de muncitori cu categorie mică de calificare.

Pe baza ridicării nivelului de calificare a muncitorilor și a altor măsuri luate a crescut continuu productivitatea muncii și au fost reduși timpii de muncă necesari pentru construirea mașinilor.

În perioada 1958 — trimestrul I al anului 1964 — timpii de lucru au fost reduși pentru combina de cereale C1 cu 44,4%, iar cheltuielile pentru salariile directe în prețul de cost al acestui produs au fost reduse cu 26,3%, contribuind, alături de alți factori, la reducerea cu 30,1% a prețului de cost al combinei în perioada respectivă.

Sporirea cointeresării materiale a muncitorilor în reducerea prețului de cost s-a realizat și prin îmbunătățirea sistemului premial, prin corelarea acordării premiilor cu rezultatele cantitative și calitative obținute în muncă.

Aplicarea și perfecționarea continuă a gospodăririi socialiste interne a creat posibilitatea determinării principalilor indicatori tehnico-economici pe secții și ateliere. În uzină se practică de mulți ani sistemul alcătuirii de dări de seamă ale secțiilor în care se analizează principalii indicatori de plan, se urmăresc, pe comenzi, cheltuielile de producție planificate și cele efective, stabilindu-se depășirile de costuri și volumul economiilor de care se ține seamă la repartizarea fondului de premii.

Intensificarea folosirii sistemului premial în uzină se concretizează în creșterea ponderii premiilor în structura fondului de salarii al muncitorilor, inginerilor, tehnicienilor și funcționarilor.

Ponderea premiilor în total fond de salarii a crescut în perioada 1958 — trimestrul al II-lea al anului 1964 — de la 6,1 la 7,9% pentru nuncitorii în regie și de la 0,6 la 0,7% pentru muncitorii în acord. Pentru personalul tehnico-administrativ, ponderea premiilor în fondul total de salarii a crescut de la 12,4% în 1960, la 13,6% în 1963 la ingineri și tehnicieni, și de la 9,2 la 10,7% la funcționari.

Creșterea ponderii premiilor în structura fondului de salarii a contribuit la stimularea suplimentară, complexă și multilaterală a tuturor lucrătorilor pentru creșterea producției și productivității muncii, introducerea tehnicii noi, economisirea materialelor, îmbunătățirea calității produselor, reducerea prețului de cost și obținerea unui volum sporit de economii. Intensificarea folosirii sistemului premial a contribuit, alături de alți factori, la obținerea în anul 1963 a unui volum de economii la prețul de cost de 9 904 000 lei peste plan.

Contribuind la ridicarea nivelului de calificare a muncitorilor, îmbunătățirea normării și salarizării muncii a stimulat puternic mișcarea de inovații și raționalizări. Numai în perioada 1960—1963 au fost înregistrate 1966 propuneri pentru inovații. În aceeași perioadă valoarea economiilor antecalculate pentru anul de folosire a inovațiilor și raționalizărilor s-a ridicat la suma de 9 611 359 lei, iar valoarea recompenselor plătite a fost de 500 260 lei. Valoarea economiilor pe inovație a sporit de la 5 000 lei în 1959, la 22 360 lei în 1963.

În primul semestru al anului 1964 au fost propuse 318 inovații de către cei 228 de propunători, dintre care 121 au fost muncitori. Valoarea economiilor postcalculate s-a ridicat pe primul semestru al anului 1964 la suma de 857 288 lei, iar cea a recompenselor plătite, la 63 803 lei, sumă ce reprezintă peste 2/3 din totalul recompenselor plătite în anul 1960.

Intensificarea mișcării de inovații și raționalizări a constituit o pîrghie foarte importantă folosită pentru introducerea progresului tehnic, creșterea productivității muncii, reducerea consumurilor specifice de materiale, folosirea rațională a capacităților de producție și îmbunătățirea calității produselor.

Modificările constructive aduse pe baza inovațiilor și raționalizărilor unor repere sau ansambluri din componența mașinilor agricole, procedeele tehnologice aplicate la prelucrările la cald și la rece, matrițele și dispozitivele de mare productivitate, împingătoarele pneumatice, extractoarele automate, ca și procedeele înaintate de turnare, sudare, nituire și încălzire, au avut un rol hotărîtor în micșorarea cheltuielilor de muncă vie și materializată și reducerea pe baza aceasta a prețului de cost al produselor.

Timpii de lucru pentru combina de cereale C1 au fost reduși de la 966 ore în 1957, la 412 ore la sfîrșitul semestrului I al anului 1964, iar consumul specific de metal pentru același produs a scăzut, față de 1957 cu 1245 kg la sfîrșitul semestrului I al anului 1964. În aceeași perioadă, cheltuielile pentru materii prime directe, materiale și semifabricate folosite pentru construirea combinei C1 au fost reduse cu 33,9%.

Paralel cu creșterea susținută a producției, a productivității muncii, a numărului de muncitori și a cîștigului mediu al acestora, și cu reducerea simțitoare a prețului de cost și creșterea volumului acumulărilor, uzina a realizat o îmbunătățire substanțială a indicatorilor calitativi ai produselor.

Deși la sfîrșitul semestrului I al anului 1964, prețul de cost al combinei de cereale C1 era cu

46,1% mai mic faţă de anul 1957, indicatorii ei calitativi erau în 1964 faţă de 1957 de 2,7 ori mai mari la productivitatea combinei în ha/h recoltate, de 1,5 ori mai mari la siguranţa în exploatare, iar greutatea netă a combinei era cu 12,2% mai redusă.

În obţinerea acestor succese importante rolul hotărîtor l-au avut masele de muncitori din uzină, care au muncit cu avînt sub conducerea competentă a organelor şi organizaţiilor de partid.

Folosind într-o măsură şi mai mare rezervele interne existente, îmbunătăţind continuu normele de muncă şi folosind cu eficienţă tot mai mare pîrghiile salarizării lucrătorilor, colectivul Uzinei „Semănătoarea" va obţine şi în viitor noi succese în creşterea producţiei şi productivităţii muncii şi reducerea preţului de cost, paralel cu îmbunătăţirea calităţii produselor.

CZ 338.062.11 : 621

Despre raportul zilnic al principalilor indicatori de plan ca ajutor în conducerea operativă a întreprinderilor

ILIE HAIDUC

Întreprinderea socialistă îşi desfăşoară activitatea după un plan care trebuie să fie precizat exact în timp, pe executanţi. Aceasta se face pe baza planurilor de producţie lunare şi a comenzilor de fabricaţie ce se dau spre executare secţiilor împreună cu indicatorii necesari.

Realizările faţă de plan se înscriu în diferite evidenţe care se totalizează şi raportează de obicei numai după terminarea lunii. Or, pentru a conduce operativ activitatea ce se desfăşoară în cursul lunii şi a putea lua din timp măsurile de îndreptare dacă este cazul, conducătorii întreprinderilor şi ai sectoarelor de producţie au absolută nevoie să cunoască zilnic realizările efective faţă de plan.

În acest scop este necesar să se întocmească un raport zilnic privind realizările pentru principalii indicatori daţi ca sarcină secţiilor de producţie, raport care trebuie prezentat în fiecare dimineaţă, completat cu datele zilei precedente. În baza acestor rapoarte se poate cunoaşte în mod permanent situaţia planului lunar, luîndu-se măsurile necesare dictate de situaţie.

Pentru determinarea materialului corespunzător unui raport metodic, s-a folosit experienţa Uzinelor mecanice Timişoara.

Conţinutul raportului zilnic. Acest raport poate avea forma celui arătat în figura 1, putînd cuprinde, în funcţie de nevoile întreprinderii respective şi alţi indicatori ce interesează.

În acest raport se înscriu o dată la început de lună, pentru întreaga lună, sarcinile planificate, şi apoi zilnic, alături, realizările. Se numeşte raport zilnic pentru faptul că se trec în fiecare zi realizările respective.

În multe întreprinderi se întocmesc zilnic rapoarte separate cu acei indicatori de care are nevoie conducerea întreprinderii. Datele prinse în aceste rapoarte, fiind rupte unele de altele, permit o informare despre elementele consemante în rapoarte, dar nu o privire de ansamblu asupra mersului întreprinderii în raport cu planul.

Se poate preciza că raportul zilnic în alcătuirea de mai sus dă rezultate mai bune, permiţînd atît compararea datelor din fiecare zi între ele, cît şi cu planul. Raportul zilnic astfel întocmit este intuitiv, şi permite analizarea situaţiei existente, prin compararea diferitelor date înfăţişate sugestiv unele lîngă altele.

În primul rînd se urmăreşte pe secţii (cît şi pe întreprindere prin totalizarea rapoartelor zilnice ale secţiilor) producţia marfă. Producţia marfă se înscrie în rapoartele zilnice ale secţiilor după notele de predare produse eliberate de serviciul de control tehnic din secţii, în mai multe exemplare. Ele se însumează într-o evidenţă separată din care se înscriu totalurile zilei în raportul zilnic. În această evidenţă se notează producţia realizată pe poziţii de plan în unităţi naturale şi în valori.

Producţia se realizează de către muncitori şi de aceea, în raportul zilnic, trebuie să se ţină seama şi de numărul scriptic de muncitori şi de prezenţa la lucru a acestora. Acestea se înscriu în raport după fişele de pontaj (însumate în foaia colectivă de prezenţă).

Un indicator principal care trebuie urmărit zilnic faţă de plan este manopera realizată în ore normă şi în lei, precum şi devierile de la manopera specifică provocate de suplimentări de manoperă, de rebuturi şi remanieri. Acestea se înscriu în raportul zilnic după bonurile de lucru (rapoartele de salarizare), dar şi într-o evidenţă a manoperei pe conturi şi comenzi în care se notează: data şi numărul bonului (raportului de salarizare), echipa, manopera realizată în ore normă şi lei, din care devieri, pe fel de devieri.

Un alt indicator care trebuie urmărit zilnic este consumul de materiale (în lei), precum şi devierile de la consumurile specifice care pot

SECŢIA V

LUNA FEBRUARIE

Raportul zilnic

Zile lucrătoare	Producția marfă preț plan				Nr. muncitori		Ore normă									Consum de materiale lei					
	plan		realizat		scriptic	prezenți	Plan ore cumulat	realizat								total		din care devieri			
								total				din care devieri						economii	rebut	derogări, înlocuiri numai diferența	
								ore		lei		ore		lei							
	zi	cumulat	zi	cumulat				zi	cumulat	zi	cumulat	zi	cumulat	zi	cumulat	zi	cumulat	zi	zi	plus	minus
	1		2		3		4	5		6		7		8		9		10	11	12	
					1 150						1 403 000						7 013 500	—	—	—	—
1	600 080	600 080	10 400	10 400	1 150	1 055	10 580	—	—	—	—	—	—	—	—	580 400	580 400	—	—	—	—
3	—	1 200 160	400 052	410 452	1 150	1 058	21 160	8 100	2) 8 100	38 470	38 470	10	10	47	47	750 050	1 330 450	—	—	300	—
4	—	1 800 240	580 100	990 552	1 150	1 058	31 740	12 200	20 300	57 340	95 810	5	15	23	70	640 200	1 970 650	—	3)1 500	100	—
5	—	2 400 320	701 500	1 692 052	1 153	1 061	42 320	12 000	32 300	59 400	155 240	—	15	—	70	220 050	2 197 700	180		—	—
6	—	3 000 400	750 200	2 442 252	1 153	1 060	52 900	13 100	45 400	66 500	221 710	1 200	1 215	5 640	5 710	58 000	2 248 700	—	—	—	—
7	—	3 600 480	720 048	3 162 300	1 155	982 1)	63 480	14 200	59 600	70 740	292 450	—	1 215	—	5 710	1 300	2 250 000	—	—	—	250
8	—	4 200 560	760 105	3 992 405	1 155	980 1)	74 060	15 000	74 600	75 500	367 950	15	1 230	70	5 780	—	2 250 000	—	—	—	—
10	—	4 800 640	1 086 995	5 009 400	1 155	1 100 4)	84 640	1 320	105 800	147 250	515 200	400	1 630	1 880	7 660	—	2 250 000	450	6 000	—	—
11	—	5 400 720	105 000	5 114 400	1 154	1 099	95 220	—	105 800	—	515 200	—	1 630	—	7 660	—	2 250 000	—	—	—	—
12	—	6 000 800	611 095	5 725 495	1 153	1 099	105 800	10 050	115 850	48 240	563 440	40	1 670	188	7 848	528 150	2 778 150	—	—	200	—
13	—	6 600 880	650 000	6 375 495	1 160	1 100	116 380	18 450	134 300	88 360	651 800	—	1 670	—	7 848	491 010	3 269 160	—	—	—	—
14	—	7 200 960	1 198 005	7 573 500	1 160	1 110	126 960	19 105	153 405	90 304	742 104	—	1 670	—	7 848	415 835	3 684 995	210	—	—	—
15	—	7 801 040	528 500	8 102 000	1 160	114	137 540	18 520	171 925	88 896	831 000	65	1 735	305	8 153	616 005	4 301 000	—	1 450	320	—
17	—	8 401 120	—	—	—	—	148 120	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
18	—	9 001 200	—	—	—	—	158 700	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
19	—	9 601 280	—	—	—	—	169 280	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	—	10 201 360	—	—	—	—	179 860	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
21	—	10 801 440	—	—	—	—	190 440	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22	—	11 401 520	—	—	—	—	201 020	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
24	—	12 001 600	—	—	—	—	211 600	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	—	12 601 680	—	—	—	—	222 180	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
26	—	13 201 760	—	—	—	—	232 760	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
27	—	13 801 840	—	—	—	—	243 340	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
28	—	14 401 920	—	—	—	—	253 920	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
29	—	15 002 000	—	—	—	—	264 500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Muncitori auxiliari 60
Personal tehnic administrativ 40

GRAFIC - NOMOGRAMĂ

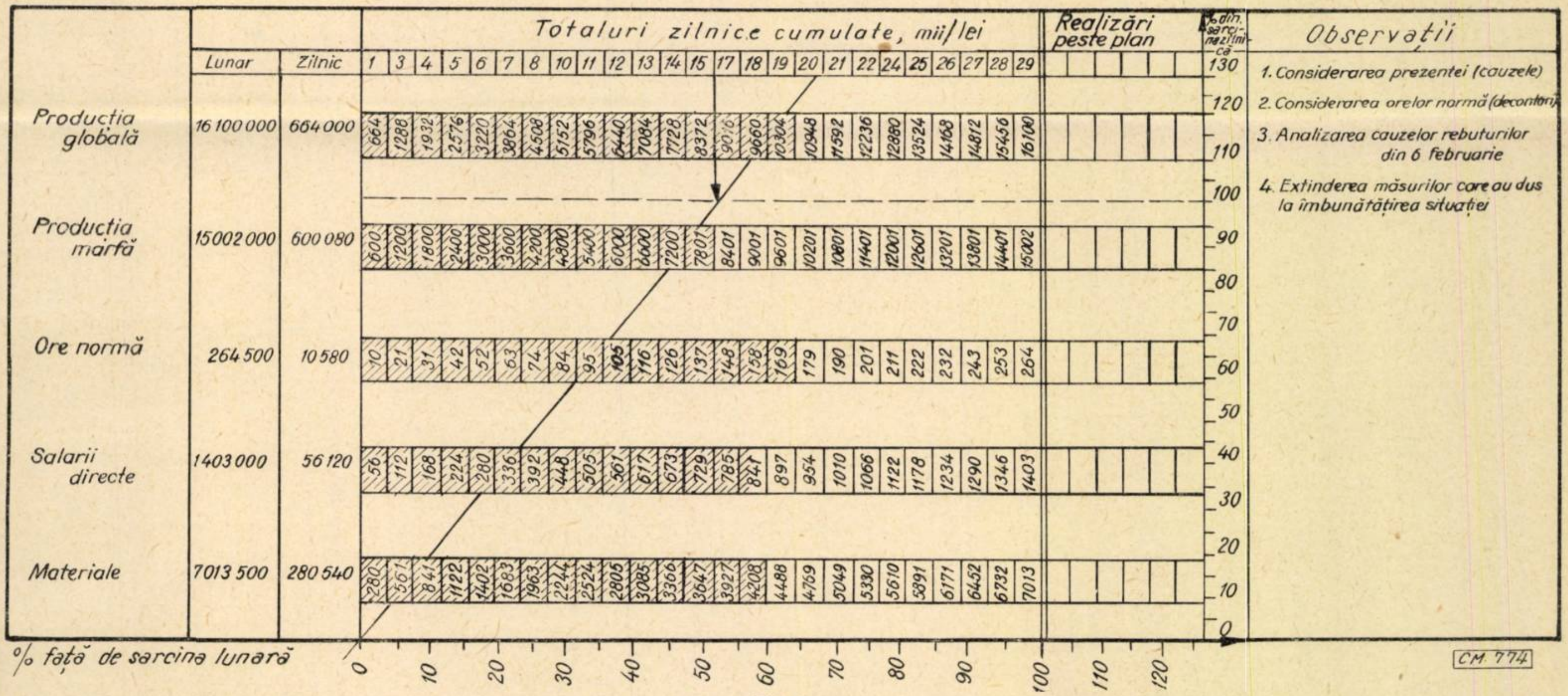


Fig. 1

NOTĂ:
- sarcinile de plan se înscriu la început de lună pentru fiecare zi lucrătoare în coloana 1 și 4, iar în coloanele 3, 6, și 9 pe rîndul 1, numai sarcinile lunare;
- coloana 2 se completează zilnic după notele de predare produse sau după evidența lansărilor și realizărilor în care se însumează;
- coloanele 3 se completează după fișele de pontaj sau foaia centralizatoare de prezență;
- coloana 5—8 se completează după bonurile de lucru (rapoartele de producție) sau după evidența manoperei pe conturi și comenzi în care se însumează;
- coloanele 9—12 se completează după bonurile de materiale (primite), de economii și de rebuturi, sau după evidența consumului de materiale pe conturi și comenzi;
- pe grafic, toate cifrele privind sarcinile de plan se înscriu la început de lună pentru întreaga lună, iar realizările se notează zilnic prin hașurări;
- procentele de îndeplinire față de sarcina lunară se citesc ducînd o verticală de la hașurarea respectivă pe scara de jos;
- procentele de îndeplinire față de sarcina zilnică cumulată se citesc pe scara din dreapta astfel; de la punctul 0 din stînga (jos) se duce o diagonală prin punctul unde se interceptează linia coborîtă vertical de la ziua respectivă cu % 100 din dreapta; de la marginea hașurării se duce o verticală pe această diagonală, și de aici orizontal, în dreapta, se citește procentul de realizare.

fi provocate de derogări de materiale, rebuturi etc. Acestea se înscriu în raportul zilnic după bonurile de materiale (primite), notele de restituire și notele de rebut, dar și într-o evidență a consumului de materiale pe conturi și comenzi, în care se notează : data și numărul bonurilor, denumirea materialului (reperul conform nomenclatorului sau prin derogare de la nomenclator), cantitatea (cerută, primită, restituită), consumul pe comandă (cantitatea, prețul unitar, valoarea), din care devieri pe fel de devieri (economii, rebuturi, derogări — numai diferența în plus sau în minus). Cînd se cunosc orele normă planificate și realizate pentru fiecare produs, pe baza lor se poate ști și producția globală fără calcule prealabile complicate. În acest scop se pot folosi uneori și consumurile de materiale, dar rezultatele nu sînt concludente. Sarcinile de plan se înscriu în raport la început de lună în coloanele 1 și 4 pentru fiecare zi lucrătoare, iar în coloanele 3, 6 și 9 se înscriu pe rîndul 1 numai sarcinile lunare.

Realizările se trec în raport în coloanele respective, zilnic, pe cîte un rînd în dreptul zilei respective, pe baza documentelor de evidență primară menționate sau a evidențelor în care se însumează acestea. Toate datele din raport se prind zilnic în documente de evidență primară tipizate, în secții ; mai ales la secțiile cu gospodărire chibzuită nu se întîmplă nici o greutate cu însumarea și înscrierea lor zilnică în acest raport.

Pentru a se putea considera zilnic fiecare dintre acești indicatori față de sarcina lunară și față de sarcina cumulată pînă în ziua respectivă, se poate folosi graficul nomogramă din figura 1, în care se înscriu pentru fiecare indicator, la început de lună, sarcinile planificate pe întreaga lună și în pătrățele separate, sarcinile cumulate din fiecare zi lucrătoare. Realizările zilnice se hașurează în pătrățele. Rezultă în cifre absolute situația față de plan, iar realizările în % se pot citi pe scara de jos și din dreapta a graficului. Pe scara de jos se citește la fiecare indicator procentul de îndeplinire zilnică față de sarcina lunară, iar pe scara din dreapta, procentul de îndeplinire zilnică față de sarcina zilnică cumulată, așa cum se arată în nota de sub graficul din figura 1.

Raportul zilnic se întocmește în secții de către planificatorul secției și se prezintă în fiecare dimineață, cu datele zilei precedente, șefului de secție.

Raportul secțiilor se completează zilnic cu date noi și pentru serviciul de plan al uzinei. Acesta centralizează rapoartele secțiilor și, cu sublinierile privind sectoarele unde trebuie să se intervină operativ, predă raportul zilnic pe întreprindere, în fiecare dimineață, conducerii întreprinderii (directorului, inginerului șef, contabilului șef), precum și serviciului de dispeceri pentru o urmărire mai atentă.

Indicii calitativi ce rezultă din raportul zilnic. Raportul zilnic prezintă o importanță deosebită pentru faptul că din datele cuprinse se pot calcula un număr mare de indici tehnico-economici, dintre care unii de o importanță deosebită pentru cunoașterea activității întreprinderii respective.

Unul dintre cei mai importanți indici calitativi este productivitatea muncii, care se calculează după formula :

$$Pr = \frac{Q}{T}$$

în care Q reprezintă volumul producției, iar T (om × zile) volumul de muncă folosit ; T poate fi considerat pentru muncitorii în acord, pentru muncitori (în total) sau pentru toți salariații întreprinderii [1]. Calculul se poate face în funcție de numărul mediu scriptic al acestora sau numai de prezența la lucru după fișele de pontaj. Rezultă imediat rezervele de creștere a productivității muncii prin creșterea numărului muncitorilor în acord față de totalul muncitorilor și salariaților și prin îmbunătățirea prezenței lor la lucru.

Indici calitativi importanți rezultă și din raportul dintre orele efectiv lucrate față de orele planificate, precum și din raportul dintre orele normă realizate și orele normă planificate.

În figura 2 se evidențiază scăderea prețului de cost pe unitatea de produs în funcție de creșterea gradului de încărcare.

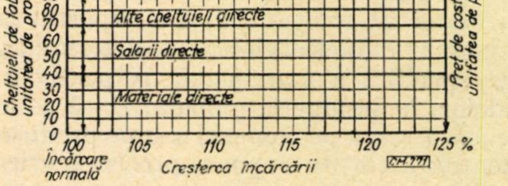


Fig. 2

Orele efectiv lucrate se află înmulțind numărul de muncitori prezenți la lucru (coloana 3) cu orele lucrate conform regimului de lucru și cu numărul de zile lucrate.

Orele normă realizate se citesc în coloana 5 din raportul zilnic, unde au fost însumate după bonurile de lucru.

---

[1] Pentru muncitori auxiliari și personalul tehnico-administrativ care nu prezintă fluctuații mari în cursul lunii este suficient să se noteze în raport doar existentul de la începutul lunii.

Ceea ce ne interesează în special este îndeplinirea normelor de către muncitori, precum şi orele normă realizate pe muncitor.

Tot din raportul zilnic se vede şi indicele care arată situaţia salariilor directe faţă de plan; aici interesează însă mai mult salariul mediu. Luînd în considerare salariile totale, în care se includ şi salariile muncitorilor care lucrează în regie şi ale personalului tehnic şi administrativ, care sînt în general neschimbătoare, se poate calcula salariul mediu pe muncitor de bază, pe muncitor şi pe salariat. Apoi interesează indicele de creştere a salariului mediu (dinamica lui), scopul fiind de a ridica treptat salariul mediu.

Tot din raportul zilnic se pot calcula anumiţi indici privind devierile de la manopera specifică cauzate de rebuturi, remanieri, suplimentări de manoperă etc.

În secţiile cu gospodărire chibzuită se poate face o analiză mai amănunţită a indicilor în legătură cu munca şi salariile din evidenţa manoperei pe conturi şi comenzi, din care se vede ce echipe au lucrat pe comenzile respective, procentul de îndeplinire a normelor, rebuturile pe echipe etc.

Alţi indici tehnico-economici ce rezultă din raportul zilnic sînt privitor la consumul şi economiile de materiale, rebuturile şi derogările (înlocuirile) de materiale (fig. 1, coloana 9—12).

Este necesar să nu se depăşească plafonul planificat (excepţie făcînd cazul cînd se depăşeşte şi planul de producţie) şi să se reducă pe toate căile posibile consumurile specifice de materiale pentru fiecare produs. Pentru a urmări acest lucru trebuie să se cerceteze evidenţa consumului de materiale pe conturi şi comenzi, care trebuie să existe, de asemenea, în fiecare secţie cu gospodărire chibzuită.

Raportînd cheltuielile de manoperă (coloana 6) şi materiale (coloana 9) din raportul zilnic, la valoarea producţiei globale, se determină greutatea specifică a manoperei, respectiv a materialelor, în producţia globală. Dacă se urmăreşte acest lucru pe comenzi sau pe produse, din evidenţele amintite se poate preciza o orientare din timp asupra produselor sau comenzilor care necesită scurtarea duratei ciclului de fabricaţie, pentru a diminua fondul de rulment al întreprinderii şi a reduce preţul de cost.

Importanţa datelor din raportul zilnic pentru conducerea operativă a întreprinderilor. În primul rînd, urmărind producţia marfă zilnică faţă de plan, conducătorii direcţi ai sectoarelor de producţie cunosc zilnic situaţia faţă de planul lunar şi faţă de sarcina cumulată pînă în ziua respectivă şi pot lua din timp măsurile operative reclamate de împrejurări.

Pot din timp să concentreze eforturile pentru a termina şi a preda numai anumite produse în cazul cînd secţiile se găsesc cu mai multe produse în stadiu avansat, dar pe care nu le vor putea realiza în cursul lunii în totalitatea lor, reducînd astfel numărul de sortimente ce nu se vor executa. Pot lua din timp toate măsurile care să ducă la realizarea planului ca volum, să lichideze gîtuirile şi golurile din diferitele secţii, schimbînd încărcarea în cadrul secţiei sau chiar între secţii, după cum reclamă nevoile producţiei.

În afară de acestea, pot lua măsurile necesare pentru : utilizarea raţională a maşinilor, înlăturînd timpii morţi; ridicarea nivelului de înzestrare tehnică a secţiilor; introducerea metodelor rapide de muncă, accelerînd astfel fabricaţia; îmbunătăţirea proceselor tehnologice; mecanizarea şi automatizarea unor procese de producţie; întreţinerea perfectă a utilajului; aşezarea cea mai potrivită din toate punctele de vedere a maşinilor şi utilajului ţinînd seamă de fluxul de fabricaţie, precum şi de crearea condiţiilor de deservire a mai multor maşini de către un singur muncitor; organizarea fabricării în serie a unor produse care în prezent se execută bucată cu bucată, eliminînd prin aceasta timpii de pregătire, precum şi organizarea fabricării în loturi paralele sau paralel succesive a produselor ce se execută în serii mari, scurtînd prin aceasta durata ciclului de fabricaţie.

Numărul scriptic de muncitori şi prezenţa lor la lucru interesează întrucît planul de producţie este întocmit avînd ca bază un anumit număr de muncitori, care vor putea executa un anumit număr de ore în cursul lunii. Dacă numărul real al acestora se găseşte sub numărul planificat (prezenţa la lucru este foarte slabă) este de la sine înţeles că secţia sau întreprinderea nu-şi va putea realiza planul.

Mai ales în lunile de vară, în perioada concediilor, prezenţa la lucru faţă de numărul scriptic poate să fie mult redusă şi, dacă întreprinderea nu ia măsuri din timp, se compromite planul de producţie. În cazul acesta, pentru a ridica productivitatea muncii muncitorilor prezenţi, dat fiind faptul că sînt maşini care stau din lipsă de muncitori, conducătorii direcţi ai producţiei pot lua măsurile necesare pentru deservirea simultană a mai multor maşini de către un singur muncitor, ceea ce va avea ca urmare creşterea productivităţii muncii şi a volumului producţiei şi scăderea pe unitatea de produs a cheltuielilor indirecte fixe în raport cu gradul de încărcare a întreprinderii.

Tot în aceste cazuri, conducătorii direcţi ai producţiei trebuie să ia din timp măsuri operative pentru deservirea cît mai bună a muncitorilor la locurile lor de muncă cu cele necesare şi să stimuleze iniţiativa creatoare a oamenilor muncii, care prin inovaţii, invenţii, raţionalizări, măsuri tehnico-organizatorice, introducerea şi răspîndirea tehnicii noi în producţie, să contribuie la scurtarea ciclului de fabricație și la îndeplinirea planului de producție.

În cazuri similare, pentru a realiza planul, se recurge în perioada de vîrf la ore suplimentare și se poate suprima chiar un schimb din trei, spre a putea organiza restul mai bine și a mări eficacitatea muncii.

Îmbunătățirea prezenței la lucru se poate realiza prin : planificarea judicioasă a concediilor ; reducerea lipsurilor de la lucru din diferite cauze ; eliminarea pierderilor de timp în cursul zilei de lucru datorită defectării utilajului ; lipsa de materiale, utilizarea SDV-urilor corespunzătoare ; ridicarea calificării muncitorilor, a nivelului cultural și ideologic etc.

Pentru a se putea aprecia eforturile ce se fac pentru realizarea planului este absolut necesară evidența orelor normă realizate.

Dacă producția globală a întreprinderii trebuie executată cu un anumit număr de ore normă, este clar că, dacă se împarte producția globală la acest număr de ore normă, se găsește un coeficient cu care dacă se înmulțesc orele normă cumulate în oricare zi rezultă producția globală realizată pînă în ziua respectivă, sau și mai simplu, în graficul din figura 1, în care se notează producția zilnică cumulată planificată și orele normă zilnice cumulate, precum și realizările (prin hașurare), se poate citi zilnic (pe aceeași linie) procentul de îndeplinire față de planul lunar și producția globală. Aceasta însemnează că serviciul de dispeceri și cel de planificare, care raportează decadal producția globală și producția marfă, au după acest raport zilnic de-a dreptul cifrele necesare și nu mai trebuie să facă nici un fel de apreciere, care în prezent, la multe întreprinderi, mai ales pentru producția globală, sînt lipsite de bază științifică, în special pentru primele două decade ale lunii. Datele respective nu sînt riguros exacte din cauza neexecutării în același ritm a unor sortimente cu pondere diferită de manoperă. Ele sînt totuși mai precise decît aprecierile ce se fac pe bază de complexitate, care pot fi exagerate spre a scoate o producție globală peste plan chiar și atunci cînd nu s-a realizat o asemenea producție. Se recomandă ca lucrările care se eșalonează pe timp mai îndelungat să se deconteze măcar decadal, iar pentru ceea ce este executat să se dea maiștrilor noi rapoarte de salarizare. În cazul cînd acest lucru nu se poate face, se pot lua ca bază pentru aprecierea producției globale orele efective sau acestea înmulțite cu procentul obișnuit de depășire a normelor.

Considerînd cartotecile în care se înregistrează orele normă realizate pe produse sau comenzi, se poate aprecia pentru fiecare din ele gradul de realizare în funcție de orele normă prestate față de cele planificate.

Orele normă realizate pe comenzi (produse) care se eșalonează pe mai multe luni sînt necesare și pentru stabilirea planului de producție a lunii următoare.

Orele normă realizate se notează în raportul zilnic, precum și în cartoteci în care se înregistrează pe comenzi (produs) în ore normă și în lei. Acest lucru este de mare importanță pentru că în cazul gospodăririi chibzuite pe secții pentru toate comenzile (produsele) ce se execută de secții se dau și cheltuielile, pe elemente de cheltuieli, în limita cărora să se fabrice produsul respectiv. Cheltuielile planificate se înscriu pe primul rînd din raportul zilnic și din evidența manoperei pe comenzi și se caută să nu fie depășite prin cheltuielile ce se fac treptat în cadrul lunii, și care se înscriu în rîndurile următoare. Aspectul este important pentru controlul preventiv, aceste date înregistrate zilnic constituind o bază serioasă ce poate fi luată în considerare.

Tot în raportul zilnic și în evidența manoperei pe conturi și comenzi apar și devierile de la manopera specifică, în ore și în lei. Rebuturile arată plusul de producție globală ce s-ar fi putut realiza cu aceste ore și cu cîți muncitori în minus se putea realiza planul dacă nu ar fi apărut aceste devieri de manoperă. Ele trebuie scăzute din totalul de ore normă realizate, deoarece numai astfel apare o orientare justă asupra volumului producției globale. Pentru a se micșora volumul rebuturilor și al deșeurilor trebuie întărit controlul la recepția materialelor ce urmează a se prelucra, trebuie ridicată calificarea muncitorilor și luate toate măsurile pentru a le reduce sau chiar elimina.

Considerînd din raportul zilnic consumul de materiale față de plan, evidența consumului de materiale pe conturi și comenzi se pot vedea cheltuielile efective de materiale. Pe baza acestor elemente se poate face controlul preventiv al consumului de materiale față de plan (ca și la manoperă).

Pe baza consumului zilnic de materiale se poate face la unele întreprinderi, ca și pe bază de manoperă, o apreciere asupra volumului producției globale. Aceasta însă numai în cazul cînd zilnic se dă în fabricație un volum constant de materiale, cum e cazul la unele întreprinderi din industria ușoară, nu însă și la majoritatea întreprinderilor constructoare de mașini, unde materialul se dă în fabricație în cantități masive, deodată, la începutul ciclului de fabricație, iar fabricația se eșalonează în timp, durînd cîte o dată 2—4 luni și chiar mai mult. În cazul acesta ar apărea o situație falsă, deoarece prin simpla dare în fabricație a materialului nu s-a realizat nici un fel de producție globală.

Din evidența zilnică a consumului de materiale pe conturi și comenzi se poate vedea clar, la fiecare comandă în parte, ce repere nu s-au putut realiza din cauza lipsei de materiale și se poate interveni deci din timp pentru a grăbi aprovizionarea.

Tot din raportul zilnic se constată şi economiile, ca şi risipa de materiale şi în special rebuturile, iar din evidenţa consumului de materiale pe conturi şi comenzi, acei care au realizat economii, sau au făcut rebuturi, precum şi înlocuirile de materiale care pot fi pozitive în cazul cînd înlocuirea se face cu un material corespunzător, dar mai ieftin şi negative în cazul cînd înlocuirea se face cu un material mai scump. Din această evidenţă pe comenzi se mai văd şi pierderile înregistrate la unele materiale ce se urmăresc şi se comercializează în două unităţi de măsură, cum este de exemplu cazul cu tabla laminată.

Secţia şi întreprinderea trebuie, pe baza raportului zilnic, să ia măsuri pentru reducerea consumului specific de materiale pe unitatea de produs prin : îmbunătăţirea calităţii producţiei şi reducerea rebuturilor sub procentul admis ; prin folosirea de materiale în dimensiuni şi forme mai apropiate de acelea ale fabricatului şi reducerea deşeurilor printr-o îmbunătăţire permanentă a croirii, ştanţării şi utilizării, în general, a materialelor ; prin îmbunătăţirea muncii în sectoarele de calculare a consumurilor specifice şi în secţia de aprovizionare care trebuie să comande şi să aducă la timp în fabrică materialul necesar asigurării mersului normal al fabricaţiei fără a fi nevoie de înlocuiri şi fără a provoca goluri de producţie.

Corelaţia dintre diferiţii indicatori din raportul zilnic. Pentru a avea o privire de ansamblu asupra activităţii întreprinderii este interesant de studiat legătura ce există între volumul producţiei, numărul de salariaţi, salariile realizate, consumul de materiale şi diverşii indicatori ce pot fi calculaţi pe baza acestora şi anume : productivitatea muncii, salariul mediu, nivelul de realizare a normelor etc.

Directivele Congresului al IX-lea al P.C.R. acordă o atenţie deosebită creşterii continue şi în ritm susţinut a productivităţii muncii, ca bază pentru creşterea producţiei, pentru ridicarea nivelului de trai al poporului, pentru înfăptuirea politicii economice, pentru desăvîrşirea construcţiei socialiste în patria noastră.

Creşterea productivităţii muncii înseamnă totodată creşterea salariului nominal al muncitorilor. Ea este pîrghia principală pentru reducerea preţului de cost, făcînd astfel posibilă reducerea preţului de vînzare a produselor. Aceasta oferă posibilităţi mai mari pentru oamenii muncii, mărind astfel salariul lor real şi ridicînd şi mai mult nivelul lor de viaţă.

Mărirea producţiei este o consecinţă a creşterii productivităţii muncii. Dacă productivitatea muncii creşte cu un anumit procent, producţia trebuie să crească neapărat cu un procent mai mare.

Producţia planificată trebuie să fie realizată de un anumit număr de salariaţi. Dacă producţia a crescut, poate să fie o consecinţă a creşterii numărului de salariaţi. Procentul de creştere a numărului salariaţilor nu trebuie însă să fie mai mare decît procentul de creştere al fondului de salarii şi decît procentul de creştere a producţiei.

Creşterea producţiei este strîns legată şi de consumul de materiale. Procentul de creştere a consumului de materiale ar trebui să fie sub procentul de creştere a producţiei, ca urmare a folosirii lor mai raţionale şi a reducerii rebuturilor. Cheltuielile pentru materiale şi salariile directe cresc, în general, proporţional cu creşterea producţiei (cu gradul de încărcare al întreprinderii), dar majoritatea cheltuielilor de regie rămîn aceleaşi. De aici rezultă că, cu cît încărcarea întreprinderii va fi mai mare, cu atît va creşte şi rentabilitatea ei pe seama cheltuielilor de regie, aşa cum se arată în figura 3.

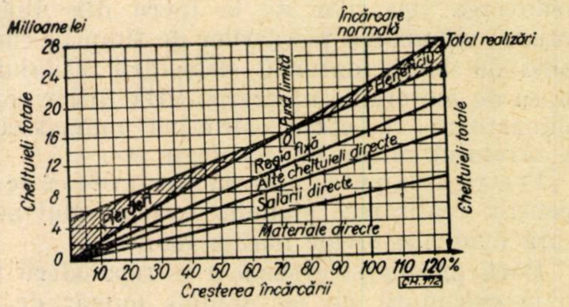


Fig. 3

Pentru a vedea corelaţia care există între elementele de mai sus, se poate alcătui un grafic care se prezintă ca un evantai, în care se notează indicii rezultaţi din raportul dintre realizările din luna respectivă şi plan pentru toate datele ce s-au culese în raportul zilnic. Importanţa lui constă în faptul că permite o imediată apreciere a activităţii întreprinderii.

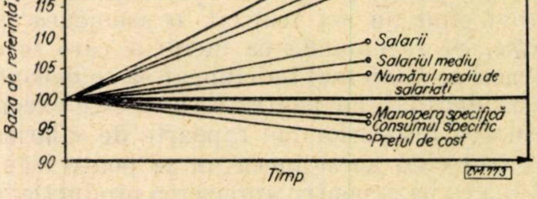


Fig. 4

Ordinea în care trebuie să se înşire diferiţii indici este următoarea : producţia globală, consumul de materiale, productivitatea muncii, salariile, salariul mediu, numărul salariaţilor, preţul de cost etc. Dacă ordinea de mai sus se schimbă, înseamnă că există o defecţiune în activitatea întreprinderii analizate. Ca regulă, cu cît evantaiul diagramei este mai deschis, cu atît ritmul activităţii întreprinderii este mai favorabil.

În cazul cînd se fac schimbări mari de sortimente, care au pondere foarte variată de manoperă şi materiale şi cînd creşte sau descreşte foarte mult numărul de muncitori sau cînd se introduc în producţie utilaje cu productivitate foarte mare, diagrama nu mai este concludentă.

Concluzii. Raportul zilnic propus cuprinde principalii indicatori care trebuie observaţi permanent de conducătorii sectoarelor de producţie şi de cei ai întreprinderii.

Aceşti indicatori sînt în general următorii : producţia marfă, numărul scriptic al muncitorilor şi prezenţa la lucru, manopera realizată în ore normă şi în lei şi devierile faţă de manopera specifică, consumul de materiale şi devierile de la consumurile specifice. Toţi aceşti indicatori urmăriţi zilnic faţă de plan dau o orientare generală asupra mersului producţiei.

Aceşti indicatori permit posibilitatea de a cunoaşte zilnic : producţia globală, productivitatea muncii, procentul de îndeplinire a normelor, cîştigul mediu, procentul de realizare a salariilor faţă de fondul de salarii, greutatea specifică a salariilor sau a materialelor în volumul producţiei etc.

Pe baza acestor elemente se pot lua măsurile operative necesare realizării planului.

CZ 621.982

Contribuţii la asimilarea unor lubrifianţi străini

CONSTANTIN CREŢULESCU

Echiparea industriei româneşti cu utilaje tehnice din import pune inginerilor şi tehnicienilor din producţie problema întreţinerii acestor utilaje printr-o ungere corectă executată cu lubrifianţi româneşti corespunzători.

Cum în literatura noastră tehnică nu există pînă în prezent o lucrare în care să se găsească — pe categorii de utilaje sau locuri de ungere — corespondenţii româneşti ai lubrifianţilor, recomandaţi în cărţile tehnice pentru întreţinerea utilajelor importate, se prezintă, în continuare, o serie de tabele de echivalenţă — grupate pe locuri de utilizare — a unor lubrifianţi străini cu lubrifianţi fabricaţi de industria noastră de petrol.

Stabilirea corespondenţei de calitate s-a făcut, pentru majoritatea tipurilor de lubrifianţi străini, pe baza constatărilor practice stabilite pe parcursul mai multor ani, asupra comportării în exploatare a lubrifianţilor româneşti înlocuitori.

Printre firmele producătoare de lubrifianţi utilizaţi la întreţinerea utilajelor construite în întreprinderile din Vest mai cunoscute sînt : Shell Petroleum Co şi Mobil Oil.

În majoritatea prospectelor sau a tabelelor de ungere întocmite de firmele furnizoare de utilaje nu sînt însă redate caracteristicile fizicochimice ale lubrifianţilor şi nici nu sînt indicaţi — decît numai uneori şi foarte sumar — aditivii încorporaţi pentru ameliorarea calităţii lubrifianţilor.

Acest fapt îngreuiază o comparaţie cu lubrifianţii fabricaţi în ţara noastră şi împiedică indicarea precisă a unui lubrifiant românesc înlocuitor. Pentru a uşura aceste operaţii, s-au alcătuit tabelele 1 şi 2, în care se prezintă echivalenţa unor lubrifianţi Shell Petroleum Co şi, respectiv, Mobil Oil cu lubrifianţi româneşti.

Tabela 1 a

Denumirea uleiului străin	Grade SAE	Ulei românesc înlocuitor
Uleiuri minerale cu aditivi pentru motoare		
Shell X 100—20	20	Ulei 405 AM—NI—3363-65
Shell X 100—30	30	Ulei 408 AM—410 AM—NI 3363-65
Shell X 100—40	40	Ulei 413 AM—NI—3363-65
Shell X 100—50	50	Ulei 419 AM—NI—3363-65

Tabela 1 b

Denumirea uleiului străin	Ulei românesc înlocuitor	Normă internă sau STAS
Uleiuri cu aditivi E.P. pentru angrenaje		
Shell Macoma Oil 33	Ulei 405 AT	NI 3014-65
„ „ „ 68	Ulei 410 AT	NI 3014-65
„ „ „ 72	Ulei 413 AT	NI 3014-65
„ „ „ 73	Ulei 419 AT	NI 3014-65
„ „ „ 75	Ulei 423 AT	NI 3014-65
„ „ „ 76	Ulei 430 AT	NI 3014-65
„ „ „ 82	Ulei 430 AT	NI 3014-65
Uleiuri minerale fără aditivi pentru angrenaje		
Shell Dentax Oil 80	Ulei 408	STAS 751-49
Shell Dentax Oil 90	Ulei 413	STAS 751-49
Shell Dentax Oil 140	Ulei 430 în lipsă Ulei V—10.004	STAS 751-49 STAS 387-49
Shell Dentax Oil 250	Ulei C—315	STAS 385-55
Shell Dentax C	Ulei C—265	STAS 385-55
Uleiuri minerale pentru transmisii pentru presiuni mari		
Shell Spirax Oil 80 EP	Ulei 408 AT	NI 3014-65
Shell Spirax Oil 90 EP	Ulei 413 AT	NI 3014-65
Shell Spirax Oil 140 EP	Ulei 430 AT	NI 3014-65

tabela 1b continuare în pag. 710

tabela 1b continuare din pag. 711

Uleiuri de transmisie pentru angrenaje hipoide și alte angrenaje închise ce lucrează în condiții foarte grele, presiune mare

Denumirea uleiului străin	Ulei românesc înlocuitor	Normă intensă sau STAS
Shell Omala Oil 37	Ulei 405 AT-1	NI 3014-65
Shell Omala Oil 72	Ulei 413 AT-1	NI 3014-65
Shell Omala Oil 79	Ulei 430 AT-1	NI 3014-65

Tabela 1c

Uleiuri pentru compresoare de frig

Denumirea uleiului străin	Temperatura de congelare, °C	Viscozitatea la 50°C	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Shell Clavus Oil 17	−43	1,8°E	F−5002	6254-60
Shell Clavus Oil 27	−40	2,9°E	F−5003	2535-51
Shell Clavus Oil 29	−37	3,7°E	F−5004 A (țiței Cartojani)	Derogare STAS 898-50
Shell Clavus Oil 33	−33	5,3°E	F−5004	898-50

Tabela 1d

Uleiuri pentru roți dințate deschise și pentru ungerea cablurilor

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 100°C, °E	Ulei românesc înlocuitor	Normă internă sau STAS
Shell Cardium Compound A	4,3−4,8	Ulei unic pentru transmisii	NI 3425-65
Shell Cardium Compound B	20−25	Ulei R−10.020	STAS 509-49

Tabela 1e

Uleiuri pentru cilindri

Denumirea uleiului străin	Inflamabilitate M, °C	Viscozitate la 100°C, °E	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Fiona Oil 79	280	4,6	Ulei C-265	STAS 385-55
Fiona Oil J 78	280	4,1	Ulei C-265	STAS 385-55
Fiona Oil 81	274	4,6	Ulei C-265	STAS 385-55
Strombus Oil E 77	277	3,7	Ulei C-265	STAS 385-55
Valvata Oil 79	293	4,25	Ulei C-265	STAS 385-55
Valvata Oil 85	306	5,70	Ulei C-315	STAS 385-55
Valvata Oil J 78	286	4,10	Ulei C-265	STAS 385-55
Valvata Oil J 83	302	5,10	Ulei C-315	STAS 385-55
Nassa Oil 79	290	4,35	Ulei C-265	STAS 385-55
Nassa Oil 87	318	6,40	Ulei C-315	STAS. 385-55
Nassa Oil J 78	288	4,10	Ulei C-265	STAS 385-55
Nassa Oil J 85	315	5,8	Ulei C-315	STAS 385-55

Tabela 1f

Uleiuri pentru mașini textile

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 50°C, °E	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Vexilla Oil 117	1,8	Ulei pentru fuse	STAS R 5208-56
Vexilla Oil 23	2,3	Ulei de vaselină tehnic tip B STAS 1094-52 + aditiv antioxidant	Comandă specială
Vexilla Oil G	3,2	Ulei Tb−5003 + aditiv antioxidant	Comandă specială

Tabela 1g

Uleiuri pentru transformatoare și întreruptoare electrice

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 20°C, °E	Inflamabilitate M, °C	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Shell Diala Oil B	4,5	162	Ulei Tr − 2004	811−65
Shell Diala Oil BX	4,5	162	Ulei Tr − 2004	811−65
Shell Diala Oil C	4,5	162	Ulei Tr − 2004	811−65

Tabela 1 h

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 50°C, °E	Inflamabilitatea M, °C	Uleiul românesc înlocuitor
Uleiuri pentru turbine			
Shell Turbo Oil 27	3,5	220	Ulei Tb—5003 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
Shell Turbo Oil 29	3,9	227	Ulei Tb—5004 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
Shell Turbo Oil 33	5,2	232	Ulei Tb—5005 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant

Tabela 1 i

Denumirea uleiului străin	Ulei românesc înlocuitor
Uleiuri pentru prelucrarea metalelor *	
Shell Dromus Oil B	Ulei emulsionabil STAS 2598-51
Shell Dromus Oil D	Ulei emulsionabil STAS 2598-51
Uleiuri pentru sisteme hidraulice	
Shell Tellus Oil 27	Ulei Tb — 5003 + aditiv antispumant (în lipsă, ulei 403 + aditiv antispumant)
Shell Tellus Oil 33	Ulei Tb — 5005 + aditiv antispumant (în lipsă, ulei 405 + aditiv antispumant)
Uleiuri rafinate fără aditivi, pentru lagăre și reductoare	
Shell Vitrea Oil 13	Ulei de vaselină tehnică tip A STAS 1094-52
Shell Vitrea Oil 21	Ulei de fuse STAS R 5208-62
Shell Vitrea Oil 27	Ulei 403 STAS 751-49
Shell Vitrea Oil 31	Ulei 405 STAS 751-49
Shell Vitrea Oil 33	Ulei 405 STAS 751-49
Shell Vitrea Oil 37	Ulei 405 STAS 751-49
Shell Vitrea Oil 41	Ulei 408 STAS 751-49
Shell Vitrea Oil 69	Ulei 410 STAS 751-49
Shell Vitrea Oil 72	Ulei 413 STAS 751-49

---

* Se recomandă ca emulsia de ulei să se prepare cu apă distilată sau apă de condensare în care s-a dizolvat în prealabil 0,25% azotit de sodiu, pentru evitarea ruginii.

Tabela 1 j

Denumirea unsorii	Săpun pe bază de	Punctul de picurare, °C	Penetrația la 25°C, mm/10	Unsoarea românească înlocuitoare
Unsori consistente				
Shell Unedo Grease 1	Ca	95	310—340	Unsoare roză pentru laminoare NI 1741-61
Shell Unedo Grease 2	Ca	95	225—295	Unsoare Rul 100 STAS 1608-50
Shell Retinax T	Ca	90	335—385	Unsoare roză pentru laminoare NI 1741-61
Shell Retinax A	Li	185	265—295	Unsoare de litiu NI 3390-65
Shell Retinax CD	Ca	90	220—250	Unsoare Rul 100 STAS 1608-50
Shell Alvania Grease 1	Li	180	310—340	Unsoare de litiu NI 3390-65
Shell Verena Grease A	Ca	95	45— 60	Unsoare LD 93 STAS 2721-51
Shell Verena Grease B	Na	140	35— 40	Unsoare LD 150 STAS 2721-51
Shell Verena Grease C	Na	170	25— 45	Unsoare LD 170 STAS 2721-51
Shell Barbatia Grease	Ca	95	175—205	Unsoare cu grafit tip A — STAS 3390-60

Tabela 2 a

Denumirea uleiului străin	Grade SAE	Ulei românesc înlocuitor
Uleiuri minerale cu aditivi, pentru motoare		
Mobiloil Arctic	20	Ulei 405 AM—NI 3365-65
Mobiloil A	30	Ulei 408 AM sau 410 AM—NI 3365-65
Mobiloil AF	40	Ulei 413 AM—NI 3365-65
Mobiloil BB	50	Ulei 419 AM—NI 3365-65

Tabela 2 b

Denumirea uleiului străin	Ulei românesc înlocuitor	Norma internă
Uleiuri cu aditivi, pentru angrenaje		
Mobil DTE OIL Light	Ulei 403 AT	NI 3014-65
Mobil DTE OIL Heary Medium	Ulei 405 AT	NI 3014-65
Mobil DTE OIL Heavy	Ulei 408 AT	NI 3014-65
Mobil DTE OIL Extra Heavy	Ulei 410 AT	NI 3014-65
Mobil DTE OIL BB sau	Ulei 413 AT sau	NI 3014-65
Mobil Vactra Oil nr. 4	Ulei 413 AT−1	NI 3014-65
Mobilube P	Ulei 419 AT	NI 3014-65
Mobil DTE Oil AA	Ulei 423 AT	NI 3014-65
Mobil DTE Oil HH	Ulei 430 AT + aditiv pentru mărirea indicelui DD + aditiv antioxidant	Uleiul 430 AT are NI 3014-65 Ceilalţi aditivi se încorporează după necesitate la comandă specială
Mobilube GX−80	Ulei 408 AT	NI 3014-65
Mobilube GX−90	Ulei 413 AT	NI 3014-65
Mobilube GX−140	Ulei 430 AT−1	NI 3014-65
Uleiuri pentru transmisii (roţi dinţate cilindrice şi conice)		
Mobil Compound AA	Ulei 405 AT	NI 3014-65
Mobil Compound BB	Ulei 410 AT	NI 3014-65
Mobil Compound DD	Ulei 419 AT	NI 3014-65
Mobil Compound EE	Ulei 423 AT	NI 3014-65
Mobil Compound FF	Ulei 430 AT−1 (cu 5% aditiv EP Montogear B)	NI 3014-65

Tabela 2 c

Denumirea uleiului străin	Temperatura de congelare, °C	Viscozitatea la 50°C, °E	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Uleiuri minerale pentru compresoare de frig				
Gargoyle Arctic Oil C Heavy	−29	3,6	Ulei F−5004	STAS 898-50
Gargoyle Arctic Oil 300	−34	4,3	Ulei F−5004 A (ţiţei de Cartojani)	Derogare STAS 898-50
Gargoyle Arctic Oil 155	−40	2,8	Ulei F−5003	STAS 2535-51
Gargoyle Arctic Oil Light	−45	1,7	Ulei F−5002	STAS 6254-60

Tabela 2 d

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 100°C, °E	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Uleiuri pentru roţi dinţate deschise şi pentru ungerea cablurilor			
Mobil Dorcia	10,5	Ulei pentru roţi dinţate deschise şi pentru cabluri cu viscozitate 10,5 °E la 100 °C	Comandă specială la DGPŢ-Ploieşti
Mobil Turex 510	26,3	Ulei R−10.020	STAS 509-49
Mobil Turex 610	19,2	Ulei G−5019	STAS 509-49

Tabela 2 e

Denumirea uleiului străin	Inflamabilitatea M, °C	Viscozitatea la 100 °C, °E	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Uleiuri pentru cilindri				
Mobil Extra Hecla Super Cylinder Oil Mineral	315	6,1	Ulei C−315	STAS 385-55
Mobil 600 W Super Cylinder Oil	282	4,3	Ulei C−265	STAS 385-55
Cylrex 20 M	300	6,5	Ulei C−315	STAS 385-55
Mobil 600 W Super Cylinder Oil Mineral	290	4,7	Ulei C−265	STAS 385-55
Cylrex 150 M	280	4,1	Ulei C−265	STAS 385-55

Tabela 2 f

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 50°, C °E	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Uleiuri pentru mașini textile			
Mobil Velocite Oil CX	2,6	Ulei de vaselină tip B STAS 1094-52 + aditiv antioxidant	Comandă specială
Mobil Velocite Oil nr. 10	2,1	Ulei 302	STAS 1194-50
Mobil Velocite Oil 8 Mobil Velocite Oil E	1,8	Ulei pentru fuse	STAS R 5208-62
Mobil Velocite Oil Nr. 6	1,6	Ulei de vaselină tehnică, tip A	STAS 1094-52

Tabela 2g

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 50°C, °E	Inflamabilitate M, °C	Uleiul românesc înlocuitor	STAS
Uleiuri pentru transformatoare și întreruptoare electrice				
Mobil Transformer Oil B	8	145	Ulei Tr—2004	811-65
Mobil Transformer Oil	8	145	Ulei Tr—2005 (după indicațiile de utilizare ale uleiului străin)	811-65

Tabela 2h

Denumirea uleiului străin	Viscozitatea la 50°C, °E	Inflamabilitatea M, °C	Uleiul românesc înlocuitor
Uleiuri pentru turbine			
Mobil DTE Oil Heavy Medium	4,8	204	Ulei Tb—5005 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
Mobil DTE Oil Medium	3,8	202	Ulei Tb—5004 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant
Mobil DTE Oil Light	2,8	202	Ulei Tb—5003 + aditiv antioxidant + aditiv antispumant

Tabela 2i

Denumirea uleiului străin	Ulei românesc înlocuitor
Uleiuri pentru prelucrarea metalelor *	
Mobil Soluble Oil X	Ulei emulsionabil STAS 2598-51
Mobil Solvac 1335	Ulei emulsionabil STAS 2598-51
Mobil Sultran B 3	Ulei Mx — 102 STAS 2800-51
Mobil Sultran 12 Al	Ulei Mx — 102 STAS 2800-51 + aditiv antioxidant
Uleiuri pentru sisteme hidraulice	
Mobil DTE Oil Heavy Medium	Ulei Tb—5005 STAS 742-49 + aditiv antispumant (în lipsă, ulei 405 + aditiv antispumant)
Mobil DTE Oil Light	Ulei Tb—5003 STAS 742-49 + aditiv antispumant (în lipsă, ulei 403 + aditiv antispumant)

---

* Se recomandă ca emulsia de ulei să se prepare cu apă distilată sau cu apă de condensare în care s-a dizolvat în prealabil 0,25% azotit de sodiu, pentru evitarea ruginii.

Tabela 2j

Denumirea uleiului străin	Ulei românesc înlocuitor	STAS
Uleiuri fără aditivi pentru locuri de uns puțin solicitate		
Mobil Rubrex 76	Ulei Tr—2005	STAS 811-65
Mobil Rubrex 75	Ulei 102	STAS 384-51
Mobil Flowrex 75	Ulei F—5002	STAS 6254-60
Mobil Flowrex 200	Ulei 103	STAS 4707-55
Mobil Rubrex 200	Ulei 105	STAS 383-49
Mobil Rubrex 300	Ulei 106	STAS 383-49
Mobil Rubrex 400	Ulei 107	STAS 743-49
Mobil Rubrex 600	Ulei 108	STAS 383-49
Mobil Turex 60	Ulei 111	STAS 383-49
Mobil Etna Oil SS Light	Ulei textil lavabil cu circa 3°E/50°C	Comandă specială la Rafinăria Teleajen

Tabela 2 k

Denumirea unsorii străine	Săpun pe bază de	Punct de picurare, °C	Penetrație la 25°C, mm/10	Unsoarea românească înlocuitoare
Unsori consistente				
Mobil Grease nr. 1	Al	—	—	Unsoare semifluidă pentru iarnă NI 55-52
Mobil Grease nr. 2	Al	—	—	Unsoare semifluidă pentru vară NI 55-52
Mobil Grease BRB nr. 4	Na	171	195	Unsoare Rul S 180 } Caiet de sarcini
Mobil Grease nr. 5	Na	177	265	Unsoare Rul S 180 } Rafinăria Teleajen
Mobil Grease MP	Li	171	305	Unsoare de litiu NI 3390-65
Mobil Grease AA nr. 2	Ca	98	285	Unsoare Rul 100 STAS 1608-50
Mobil Grease nr. 3	Ca	98	250	Unsoare U-100 STAS 562-55
Mobil Greaserex D—60	Ca	94	302	Unsoare roză pentru laminoare NI 1741-61
Mobil Block Grease H	Ca	190	63	Unsoare LD 170 STAS 2721-51
Mobilux Grease nr. 1	Li	176	335	Unsoare de litiu NI 3390-65

Dat fiind faptul că pentru anumite sortimente de uleiuri străine au fost propuse unele sortimente noi de uleiuri și unsori românești încă neexperimentate în timp, se recomandă ca pentru aceste cazuri înlocuirea să se facă sub o atentă supraveghere.

Se mai recomandă ca operația de înlocuire a unui lubrifiant străin cu un lubrifiant românesc să nu se facă ținîndu-se seamă numai de indicațiile date în această lucrare ; pentru fiecare caz în parte — motor sau utilaj — urmează să se țină seamă de caracteristicile de construcție și funcționare a utilajelor respective, cum și de ultimele realizări ale industriei noastre de petrol.

Se menționează, în plus, că pentru informații asupra aditivilor necesari, cum și pentru obținerea unor sortimente speciale de lubrifianți ce nu fac parte din sortimentele de fabricație curentă ale industriei noastre de petrol, se poate lua legătură cu Institutul Petrochim din Ploiești, B-dul Republicii, nr. 291.

Documentare

Turbină combinată cu gaze și aburi (Patent : Ateliers et chantiers de Bretagne). În : Gas and Oil Power, vol. **61**, nr. 724.

Într-o instalație generatoare de energie, gazele arse sînt utilizate parțial pentru antrenarea] arborelui unei turbine cu gaze, restul fiind folosite pentru generarea aburilor ce pun în mișcare turbina compresorului care alimentează camera de ardere cu aer sub presiune.

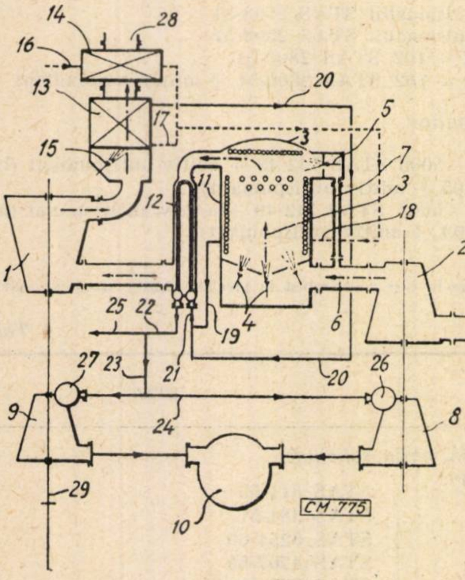


Fig. 1

Admisiunea aburului în turbina respectivă este reglată automat în funcție de alimentarea cu combustibil a camerei de ardere.

În figura 1 apare schema instalației considerate.

Aerul comprimat de compresorul *2* trece prin conductele *6* și *7* la arzătoarele *4* și *5* care pătrund în camera de ardere *3*.

Gazele arse răcite la o temperatură corespunzătoare de generatorul de aburi (boiler) *11* trec în supraîncălzitorul de aburi *12* și apoi în turbina cu gaze *1*.

Cînd turbina *1* funcționează la viteze reduse, reglajul căderii de temperatură în supraîncălzitorul *12* se realizează prin intervenția unuia sau mai multor arzătoare suplimentare *5*.

Gazele evacuate din *1* trec prin schimbătorul auxiliar *13* și economizorul *14* la coșul *28*.

Prin conducta *16* pătrunde apa proaspătă în economizorul *14* și prin conductele *17* și *18* trece în schimbătoarele *13* și *11*. Din schimbătoarele *11* și *13*, aburul saturat trece în supraîncălzitorul *12* prin conductele *19* și *20*.

Aburul supraîncălzit este distribuit la cele două turbine cu aburi *8* și *9* prin conductele *22*, *23* și *24*. Din turbine aburul este evacuat în condensatorul *10*.

Racordul *25* servește pentru distribuirea aburului la instalațiile anexe : pompe de alimentare, separatoarele de aer etc.

Regulatorul *26* reglează admisiunea aburului în turbina *8* și deci turația compresorului *2* în funcție de dozajul necesar în camera de ardere.

Regulatorul *27* permite reglarea debitului de abur prin turbina *9* pentru a se menține constantă presiunea în schimbătoarele *11* și *13*.

Instalația este pusă în mișcare au ajutorul aburului ce trece direct de la schimbătorul *13* la turbina *8*, schimbătorul fiind încălzit cu ajutorul arzătorului *15*.

Instalația poate fi utilizată pentru producerea energiei electrice, pentru propulsia navelor etc.

Reductor pentru rapoarte de demultiplicare mari. În: Rivista di meccanica, nr. 357, 1965.

În figura 1 apare schiţa de principiu a unui reductor realizat (Ferguson Machine Co.) în scopul eliminării perechilor de roţi dinţate necesare obţinerii unui raport de demultiplicare mare.

Reducerea turaţiei arborelui motor *1* se obţine cu ajutorul unei roţi dinţate angrenată cu o coroană fixă dinţată la interior *3*. Roata dinţată e montată liber pe un excentric solidar cu arborele motor *1*. La fiecare rotaţie a arborelui motor, roata dinţată *4* angrenează cu coroana fixă pe un arc de 360°, rotindu-se însă numai cu cîţiva paşi în sens invers arborelui motor. Mişcarea este transmisă mai departe prin intermediul unor bolţuri solidare cu arborele condus *2*.

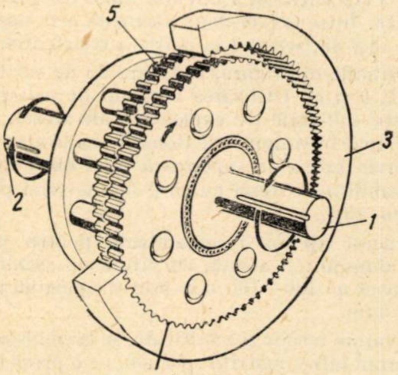


Fig. 1

Roata dinţată are mai puţini dinţi decît coroana fixă şi diferenţa respectivă determină raportul de demultiplicare. O a doua roată dinţată *5*, montată în interior, simetric cu *4*, permite echilibrarea sistemului.

Reductorul realizat este cu 40—60 % mai mic decît celelalte tipuri aflate în exploatare. Este corespunzător pentru punerea în mişcare şi oprirea frecventă a maşinilor, pentru încărcări variabile etc.

Dispozitiv pentru sesizarea înclinării tractoarelor. I. D. Marcenko şi M. P. Cononenko. In: Tractorî i selhozmaşinî, nr. 8, 1965.

Asigurarea securităţii funcţionării tractoarelor prezintă o deosebită importanţă, în special în cazul deplasării cu viteze ridicate. În legătură cu această problemă, pe tractorul pentru corhănit T—125 T, s-a experimentat un dispozitiv de sesizare a unghiului de înclinare. În cazul cînd acest unghi atinge o valoare periculoasă, dispozitivul emite un semnal acustic sau optic.

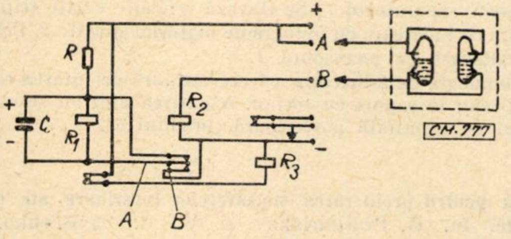


Fig. 1

Dispozitivul este conectat la reţeaua electrică a tractorului, funcţionarea sa bazîndu-se pe stabilirea unor contacte electrice de către lichidul de lucru (mercur). Acesta se află în două baloane de sticlă fixate pe o placă, a cărei poziţie este reglabilă, în conformitate cu înclinarea limită admisibilă (fig. 1). Principiul enunţat are dezavantajul că lichidul de lucru se agită din cauza oscilaţiilor tractorului, ceea ce ar putea determina o funcţionare arbitrară a dispozitivului. În exploatarea tractoarelor pentru corhănit fenomenul este intensificat datorită neregularităţilor solului; ca urmare, pentru evitarea instabilităţii funcţionale, în circuit este introdus releul de timp R_1, care nu permite emiterea semnalului de avertizare la o durată scurtă de închidere a contactelor electrice.

În adevăr, la înclinarea tractorului spre stînga sau spre dreapta, lichidul închide contactul din balonul corespunzător, ceea ce provoacă declanşarea releului R_2. În consecinţă, prin bornele *A* şi *B*, minusul alimentării este conectat la releul de timp R_1, dar declanşarea acestuia este împiedicată pînă în momentul încărcării condensatorului *C* prin rezistenţa *R*, moment care coincide şi cu declanşarea releului R_3, ducînd la emiterea semnalului de avertizare. Perioada de acţionare a releului de timp poate fi stabilită între 1 şi 5 s, prin modificarea valorii rezistenţei *R* sau a capacităţii condensatorului *C*.

Variator de turaţie hidraulic cu mişcare reversibilă. În: Rivista di meccanica, nr. 357, 1965.

O firmă belgiană (Sadi-Farest) a realizat un variator hidraulic de joasă presiune în circuit închis, utilizabil în cadrul maşinilor-unelte cu mişcare alternativă şi care necesită o inversare rapidă şi frecventă a sensului de deplasare. Schema principială de funcţionare a variatorului apare în figura 1.

Instalaţia se compune din: motorul hidraulic *1*, manetele *2* pentru reglarea turaţiei în ambele sensuri de rotaţie (unghiul total de rotaţie al unei manete este de 720°, corespunzînd unei variaţii a turaţiei de la 0 la 740 rot/min), pompa cu palete *3*, pompa de debit variabil *4*, ventilul de admisiune *5* şi cel de siguranţă *6*, filtrul *7*, distribuitorul pentru inversarea sensului de rotaţie *8* şi ventilul de descărcare *9*.

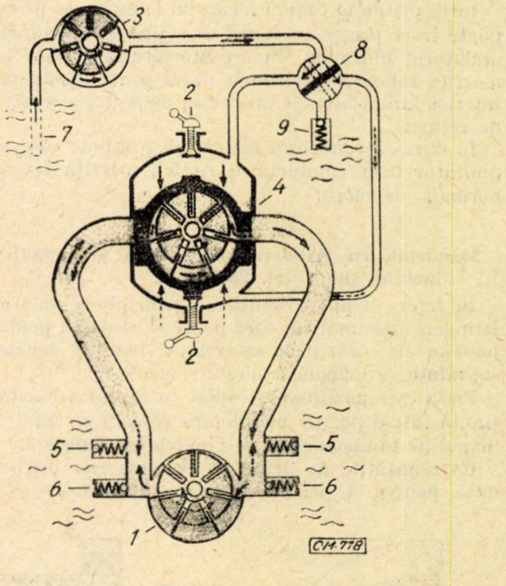


Fig. 1

Pompa *4* acţionată de un motor electric, trimite uleiul ce formează fluidul de lucru la distribuitorul *8* care, la rîndul său, îl distribuie într-un sens sau altul pompei *4* acţionată de acelaşi motor electric. Astfel, în funcţie de sensul de curgere determinat de pompa *4*, motorul hidraulic *1* capătă mişcarea de rotaţie necesară.

Inversarea sensului de rotaţie este determinată de un limitator de cursă montat pe maşina comandată şi care acţionează distribuitorul *8*; frecvenţa de inversare a sensului poate ajunge pînă la două inversări pe secundă.

Variatorul este realizat în trei mărimi, pentru puteri cuprinse între 15 şi 60 CP. Presiunea la pompa de inversare *3* atinge 6 kgf/cm², iar în circuitul închis, 30 kgf/cm².

Randamentul instalaţiei la viteza maximă este de 52 %.

Dispozitiv de siguranţă hidropneumatic pentru suprasarcină la presele cu excentric. M. Brennemann. În: Rivista di meccanica, nr. 346, 1965.

La presele cu excentric uzate, utilizate pentru lucrări de decupare în cadrul cărora presiunea maximă este necesară la sfîrşitul cursei pistonului pot apărea suprasarcini cînd tabla este introdusă greşit sau cînd se introduc două foi deodată. Un dispozitiv de siguranţă hidraulic, care permite evitarea fenomenului şi care poate fi aplicat direct pe o maşină obişnuită, apare în figura 1.

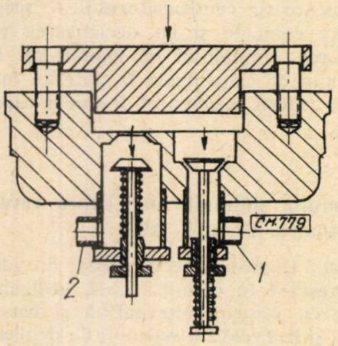


Fig. 1

Un piston pe care este fixată masa pe care se montează matriţa pătrunde într-un locaş de dimensiuni corespunzătoare spaţiului pentru resoartele de presiune.

Între piston şi fundul locaşului cilindric se găseşte ulei care poate trece printr-un ventil de reţinere şi conducta *2*, la acumulatorul hidraulic. În această situaţie, masa împreună cu matriţa coboară astfel încît presa poate depăşi punctul mort inferior fără a învinge presiunea de reglaj a resortului supapei de reţinere.

În cursa ascendentă, uleiul sub presiune soseşte de la acumultator prin conducta *1*. Astfel, matriţa revine la poziţia normală de lucru.

Mandrină cu prindere pneumatică pe capul strungului. În: Machine shop, vol. **25**, nr. 9.

În figura *1* apare schiţa de principiu a unei mandrine cu strîngere pneumatică, care poate fi utilizată pentru prinderea pieselor ale căror părţi ce trebuie strunjite depăşesc cu puţin suprafaţa principală a piesei respective.

Piesa este poziţionată radial cu ajutorul bacurilor *1*, menţinută într-o poziţie unghiulară corectă cu axul *2* şi apăsată înapoi pe tampoanele *3* de ghiarele articulate *4*.

Extremităţile de prindere ale ghiarelor au o grosime redusă pentru a permite trecerea cuţitului.

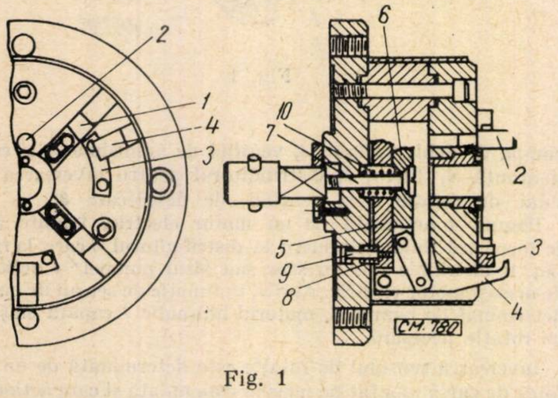


Fig. 1

Ghiarele *4* sînt articulate pe discul *5* şi legate de discul *6*.

Tija *7*, care pătrunde prin discurile *5* şi *6*, este acţionată de bara de tracţiune ce serveşte pentru comanda mandrinei.

Pentru desprinderea piesei, tija *7* se deplasează către dreapta, cele două discuri căpătînd o mişcare în acelaşi sens datorită acţiunii resoartelor *8*. Şuruburile *9* limitează cursa discului *5* care determină ridicarea ghiarelor *4* de pe piesă. Tija *7* îşi urmează cursa permiţînd ca discul *6* să se deplaseze în continuare sub acţiunea resortului *10*. Mişcarea relativă dintre cele două discuri determină deplasarea radială (către exterior) a capetelor ghiarelor *4*.

Cînd tija *7* se deplasează înapoi, discurile *5* şi *6* se apropie relativ, deplasîndu-se către stînga, iar ghiarele *4* prind radial piesa şi o apasă pe tampoanele *3*.

Freză cu corp de material plastic. A. M. Brodskii şi N. A. Harnin In: Maşinostroitel, nr. 7, 1965.

În figura 1,*a* se prezintă un nou tip de freză, a cărei caracteristică principală constă în execuţia corpului *3* din material plastic AG—4 şi a cuţitelor *1* din oţel rapid R9 şi R18 sau din aliaj dur VK8. Între aceste două elemente este montat separatorul *2* de oţel 45, servind la mărirea rezistenţei.

La dimensiunile din figură, freza are 22 de cuţite de două tipuri (fig. 1, *b* şi *c*). Utilizarea corpului de material plastic îmbunătăţeşte calităţile de exploatare ale frezei, micşorînd vibraţiile ce apar în timpul funcţionării ; ca urmare, calitatea suprafeţei prelucrate este superioară celei obţinute cu freze de oţel. Durabilitatea frezei cu corp de material plastic este mai mare cu 25%.

Freze de acest tip sînt recomandabile pentru prelucrarea pieselor de aluminiu şi alamă, cu viteza de aşchiere de 120 m/min, avansul de 130—160 mm/min şi adîncimea de aşchiere de 3—4 mm.

Cuţitele, tratate termic şi rectificate, se asamblează cu separatorul şi corpul într-o matriţă specială, pe o presă hidraulică. Operaţia se execută la presiunea de 180 kgf/cm² şi temperatura de 170°C, durata fiind de 8 min. Înainte de asamblare, matriţa *3* (fig. 2) se centrează pe placa de bază 4 cu ajutorul ştifturilor *5* şi *6*. După aceasta, în canelurile matriţei se montează patru cuţite de tipul *c* uniform distribuite, pe proeminenţele cărora se aşază separatorul *7*. Se fixează celelalte cuţite (tip *b*) şi camera de încărcare cu pulbere de material plastic *2*. Presarea se realizează cu poansonul *1*.

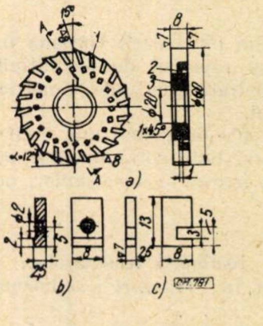


Fig. 1

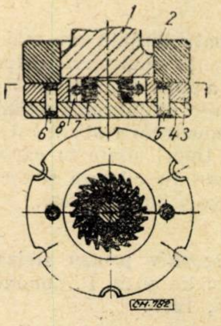


Fig. 2

Tehnologia de fabricaţie a frezei asigură orientarea corectă a cuţitelor în raport cu corpul. Ascuţirea dinţilor se execută numai pe suprafaţa posterioară (unghiul α).

Broşă pentru prelucrarea suprafeţelor interioare ale ţevilor sudate. Iu. G. Proskuriakov şi V. M. Savişcenko. In: Maşinostroitel, nr. 7,1965.

La fabricarea ţevilor sudate, în zona sudurii se formează proeminenţe de metal atît pe suprafaţa exterioară, cît şi pe cea interioară. În general, prin prelucrări ulterioare se îndepărtează numai proeminenţele exterioare.

Pentru prelucrarea interioară a ţevilor destinate anumitor utilizări (de exemplu, pentru axe cardanice de automobil), la catedra de maşini-unelte şi scule a Institutului politehnic din Celiabinsk s-au realizat broşe speciale, în două variante constructive, una dintre acestea fiind prezentate în figura 1.

Broşa se compune din partea aşchietoare *1* şi partea de ghidaj *2*. Partea de ghidaj, în formă de pană, se asamblează cu partea aşchietoare cu ajutorul suprafeţei sale prismatice. Deplasarea sa axială este împiedicată de arcul *3*, montat pe tija *4* şi de limitatorul *5*.

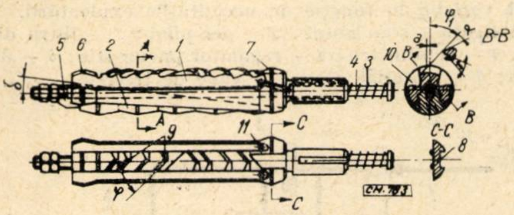


Fig. 1

Pentru evitarea gripării broşei în ţeavă, partea aşchietoare este prevăzută la extremităţi cu dinţii teşiţi de sprijin *6* şi *7*. În dintele anterior *7* este practicată canelura *8* pentru îndepărtarea şpanului rezultat la broşare.

Partea de ghidaj serveşte şi la adaptarea automată a dimensiunilor broşei la diametrul interior al ţevii prelucrate, ceea ce se realizează prin deplasarea relativă a celor două elemente ale broşei, însoţită de modificarea tensiunii arcului *3*, datorită variaţiei forţei de frecare cu peretele ţevii. Pentru înlăturarea posibilităţii de gripare, unghiul δ al penei se alege mai mare decît unghiul de frecare.

Partea aşchietoare este dotată cu dinţii *9* cu două muchii, dispuşi la distanţa *a* de dinţii principali, astfel încît tăişul se realizează pe toată lungimea sub unghiul φ_1. Pentru îmbunătăţirea condiţiilor de îndepărtare a şpanului, dinţii sînt înclinaţi cu unghiul φ faţă de axa broşei ; şpanul este vehiculat în lungul şanţului *10*, lichidul de răcire-ungere fiind introdus prin orificiile *11*. În procesul de aşchiere broşa execută oscilaţii unghiulare, dinţii principali şi cei înclinaţi intrînd pe rînd în funcţionare, ceea ce asigură sfărîmarea şpanului.

Pentru încercarea broşelor s-au prelucrat ţevi cu diametrul interior de 40 şi 28 mm. Operaţia este caracterizată printr-o precizie ridicată şi poate fi aplicată şi în cazul ţevilor profilate.

Prelucrarea metalelor prin impulsuri magnetice. L. Levi. In: Rivista di meccanica, nr. 346, 1965.

Prin descărcarea unui condensator printr-o bobină, într-un interval de timp foarte scurt, se poate obţine un cîmp magnetic instantaneu, cu o densitate de flux foarte mare.

Fenomenul utilizat în laborator pentru studiul stării solide sau al plasmei a început să fie utilizat şi pentru prelucrarea

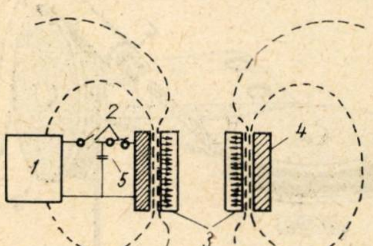


Fig. 1

metalelor, permiţînd aplicarea unor presiuni de peste 3 500 kgf/cm².

Noul procedeu a fost experimentat în cazul metalelor cu o conductibilitate electrică mare (aluminiu, cupru etc.), pentru amplificarea sau reducerea formelor tubulare şi pentru a forma, tăia sau imprima cele plate. Este posibil să se obţină rezultate corespunzătoare şi pentru alte metale, de exemplu oţelul inoxidabil acoperit cu un strat metalic cu conductibilitate electrică ridicată.

În figura 1 apare schema de principiu a unei instalaţii folosite. Circuitul este format din condensatorul *5*, întreruptoarele *2*, bobina *4* şi un circuit de încărcare *1*.

Descărcarea condensatorului prin bobina *4* determină apariţia unui cîmp magnetic de mare intensitate între bobină şi piesa de prelucrat *3*. Curenţii paraziţi din piesă limitează cîmpul magnetic la suprafaţa acesteia.

Reacţiunile dintre cîmpul magnetic creat de bobină şi cel al curenţilor paraziţi determină apariţia unei acţiuni uniforme asupra probei, echivalentă unor presiuni mari.

Condensatorul trebuie să prezinte o capacitate corespunzătoare unui lucru mecanic de peste 100 kgfm.

Întreruptoarele trebuie să suporte o tensiune de 10 kV şi un curent de mai multe mii de amperi. În mod evident, efectele inerţionale au o mare importanţă în toate operaţiile de formare cu ajutorul procedeului indicat, limitînd posibilităţile de aplicare.

În general, presiunile create permit prelucrarea plăcilor, conductelor şi formelor tubulare, dar nu şi prelucrarea pieselor pline.

Cum presiunile aplicate sînt uniforme, procedeul este cu totul corespunzător presării acoperirilor metalice pe obiecte şi piese de formă neregulată.

Procedee pentru sudarea materialelor plastice. F. Schapitz. In: Werkstatt und Betrieb, vol. 97, nr. 6.

Sudarea răşinilor se realizează prin încălzire folosind mai multe procedee.

În primul rînd se situează procedeul de sudare cu ajutorul elementelor de încălzire, temperatura necesară putînd fi realizată prin utilizarea rezistenţelor electrice, a razelor infraroşii sau prin inducţie electromagnetică. Temperatura trebuie menţinută constantă, iar suprafeţele ce urmează a fi sudate trebuie în prealabil bine curăţate.

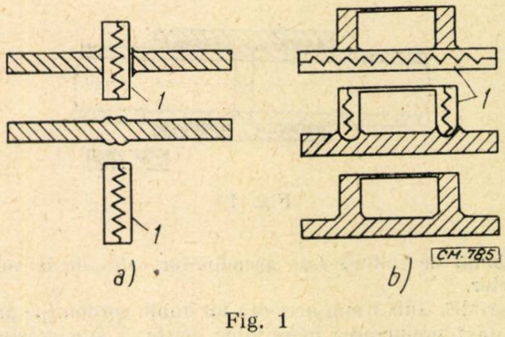


Fig. 1

În figura 1 *a* apare procedeul de sudare cap la cap, folosindu-se elementele de încălzire *1* cu rezistenţă electrică. Suprafeţele de sudat se curăţă prin preluarea unui strat subţire de material şi după o încălzire de 1—3 min, interval de timp necesar înmuierii materialului, cele două capete se ţin în contact pînă la răcire ; excesul de material datorit apăsării se îndepărtează.

Figura 1 *b* reprezintă procedeul de sudare în T şi care necesită două elemente de încălzire *1*.

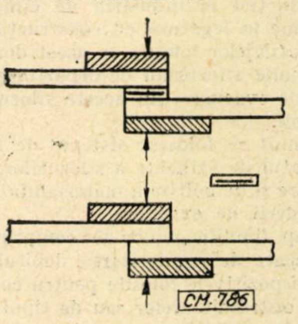


Fig. 2

Sudarea prin suprapunere a foilor sub 2 mm grosime apare în figura 2. Procedeul este aplicabil şi în cazul fixării racordurilor în T pe conducte.

Sudarea în unghi cu ajutorul unui element de încălzire se poate realiza ca în figura 3. Elementul de încălzire ascuţit pătrunde pînă la 3/4 din grosimea piesei, determinînd înmuierea suprafeţelor interioare ale diedrului format; prin îndoirea corespunzătoare a piesei se formează unghiul necesar. Procedeul este folosit, de exemplu, pentru realizarea recipienţilor.

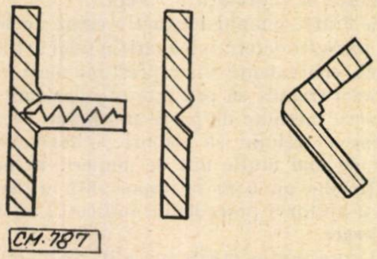


Fig. 3

Pentru sudarea cap la cap a conductelor (fig. 4) se utilizează pentru încălzire un manşon exterior prevăzut cu o rezistenţă electrică. După sudare, firul metalic ce formează rezistenţa rămîne încorporat în manşon.

Sudarea cu jet de aer cald şi cu material de aport este similară sudării autogene pentru metale. Aerul încălzit cu ajutorul unei rezistenţe electrice sau cu flacără trebuie trecut printr-un separator de ulei şi un filtru de praf. Presiunea folosită este de 0,1—0,5 kgf/cm², debitul de 25—50 l/min, iar temperatura la 5 mm de la orificiul de suflare, de 200—300°C.

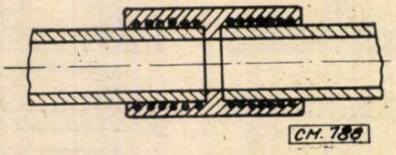


Fig. 4

Cordonul de sudură este asemănător celui de la sudarea metalelor.

Materialele sub 3 mm necesită un dublu cordon (pe ambele feţe), fără prelucrarea marginilor. Peste 3 mm grosime se prelucrează marginile în V sau X.

Sudarea cu încălzire prin frecare se foloseşte la fixarea flanşelor pe conducte.

În ce priveşte sudarea cu ajutorul curenţilor electrici de înaltă frecvenţă (circa 30 000 Hz), procedeul este aplicabil în cazul policlorurii de vinil, care prezintă o temperatură de topire mai joasă.

Controlul evacuării materialelor la ieşirea din silozurile fluidificate. D. Devel In: Manutention, vol. **15**, nr. 119.

Creşterea producţiei în industria de ciment a ridicat o serie de probleme în legătură cu construcţia şi exploatarea instalaţiilor şi utilajelor folosite în acest domeniu.

Atît dimensiunile silozurilor de depozitare şi omogenizare, cît şi debitele de evacuare din aceste silozuri au crescut în mod considerabil.

În mod obişnuit se folosesc sisteme de fluidificare, care măresc coeficientul de uzilizare a silozurilor, eliminînd fenomenele de blocare şi de boltire a materialului care pot apărea înaintea deschiderii de evacuare.

În acelaşi timp, fluidificarea cu aer comprimat ridică o serie de probleme legate de regularizarea debitului de curgere a materialului. Dispozitivele folosite pentru controlul debitului pot fi de tipul distribuitoarelor sau de tipul registrelor.

Distribuitoarele volumice cu rotor prezintă avantajul posibilităţii de reglaj al debitului prin variaţia turaţiei, dar trebuie instalate sub siloz rezultînd creşterea înălţimii acestuia. În plus, precizia — peste un debit oarecare — necesitînd o turaţie redusă a rotorului, apar dimensiuni exagerate.

Registrele folosite, simple sau cu sector, sînt influenţate în funcţionare de modul de comportare diferit a materialului fluidificat din siloz.

Rezultă necesitatea unei instalaţii corect realizate pentru controlul debitului. În figura 1 apare schema unei instalaţii asigurînd o curgere regulată dintr-un siloz fluidificat şi un debit variabil în funcţie de necesităţile exploatării.

Pe figura 1 s-au notat: *1* — aer pilot; *2* — filtru diferenţial; *3* — debitmetru; *4* — regulator pneumatic; *5* — desprăfuire; *6* — material; *7* şi *8* — vane de trecere.

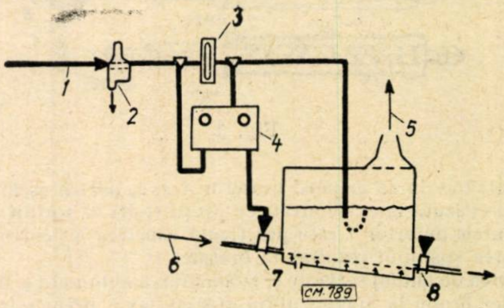


Fig. 1

Reglajul este bazat pe controlul permanent al înălţimii materialului ce trece prin recipientul instalaţiei. Pierderile de sarcină la orificiul sondei pneumatice folosite sînt traduse în comenzi pentru vana automată de alimentare. Recipientul de trecere fiind supus unei depresiuni, aerul de fluidificare este eliminat, crescînd astfel deficienţa reglajului.

Prin variaţia deschiderii vanei *8*, se poate varia instantaneu debitul ce traversează instalaţia; la închiderea acesteia, nivelul materialului creşte, pierderile de sarcină în sonda pneumatică cresc imediat, determinînd închiderea vanei *7*.

Vana *8* este comandată de la distanţă de electromotorul benzii de transport, situată după dispozitiv; o mărire a puterii absorbite de electromotor însemnează o suprasarcină care este imediat eliminată.

Transportoare suspendate pentru sarcini reduse. R. O. Brien. În: Manutention, vol. **15**, nr. 119.

În ultimul timp se înregistrează o serie de încercări pentru realizarea unor transportoare corespunzătoare sarcinilor reduse sub 10 kgf. În general, elementele de legătură între diverse puncte ale parcursului sînt lanţuri sau cabluri care servesc pentru tractare în lungul unui suport de profil oarecare.

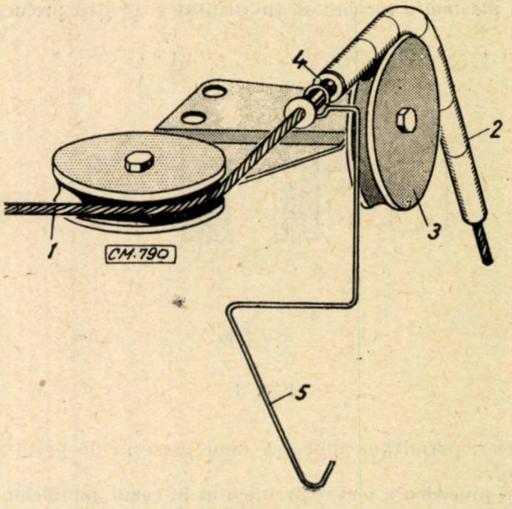


Fig. 1

O serie de realizări are un cablu care serveşte atît la tracţiune, cît şi pentru susţinere şi care este suportat de o serie de role montate pe traseul respectiv.

Desenul din figura 1 arată modul de constituire a cablului care se compune dintr-un cablu propriu-zis *1* de rezistenţă — metalic, din material plastic sau fibre textile şi o teacă tubulară *2*, formată din manşoane, servind ca distanţiere şi permiţînd în acelaşi timp rularea pe rolele suport *3*.

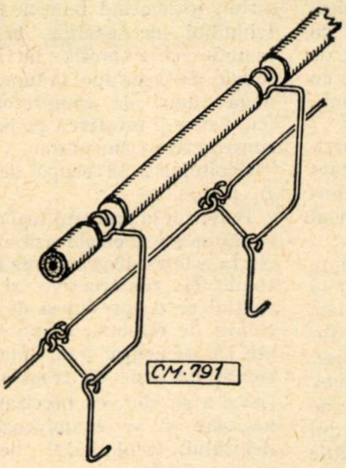


Fig. 2

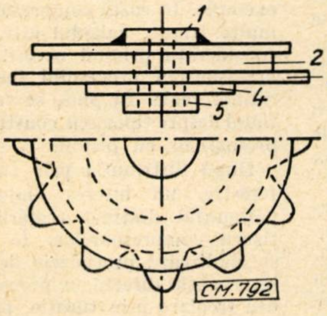


Fig. 3

La distanţe regulate este plasat între tronsoanele manşonului, cîte un inel suport *4* pe care se agaţă cîrligele *5* pentru susţinerea sarcinii. Forma şi mobilitatea în raport cu inelele de susţinere permit cîrligelor păstrarea poziţiei verticale şi posibilitatea trecerii peste role, indiferent de poziţia acestora.

În figura 2 apare o variantă constructivă la care elementele de legătură dintre cîrlige permit păstrarea intervalelor pe porţiunile înclinate ale traseului, atenuînd în acelaşi timp eventualele oscilaţii ale sarcinilor.

Pentru rolele de susţinere se poate folosi construcţia din figura 3, în care s-a notat: *1* — inel de legătură între *2* şi *3*; *2* — roată liberă; *3* — flanşă dinţată; *4* — rondea de susţinere; *5* — element filetat pentru strîngere.

Flanşa dinţată, fiind liberă în raport cu restul rolei, se poate deplasa astfel încît să permită variaţia distanţei dintre cîrlige.

Controlul calitativ al sudării prin puncte. În: Metal Industry, vol. **104**, nr. 20.

În ultima vreme au fost puse la punct o serie de metode şi dispozitive pentru controlul calitativ al sudării prin puncte.

S-a demonstrat experimental că electrozii unei maşini de sudat prin puncte se îndepărtează unul de altul în timpul procesului de sudare datorită dilatării termice în funcţie de însăşi calitatea sudurii.

Datorită acestei constatări a putut fi pus la punct un dispozitiv de control calitativ al sudurii ale cărui indicaţii sînt evidenţiate chiar în timpul procesului de sudare cînd electrozii realizează presiunea necesară.

Viteza de separare a electrozilor este măsurată cu ajutorul unui element sensibil care, în cazul unei sudări necorespunzătoare, emite un semnal de alarmă. Dispozitivul poate fi reglat atît pentru a semnaliza momentul în care calităţile punctelor sudate coboară sub o anumită limită, cît şi pentru a opri procesul la apariţia unui punct necorespunzător.

Evident, dispozitivele utilizate pot fi îmbunătăţite astfel încît să se realizeze controlul şi reglajul automat al procesului.

O altă metodică a fost pusă la punct în U. R. S. S. — controlul cu raze X chiar în timpul sudării unui punct.

Dispozitivul comportă un tub corespunzător plasat deasupra piesei şi un revelator aflat sub aceasta.

Înainte ca să se amorseze sudarea punctului următor, punctul realizat în prealabil trece, prin mişcarea piesei, prin fasciculul de raze X care are forma unei lame subţiri.

Fasciculul de raze este primit pe o prismă a revelatorului şi analizat cu ajutorul unui oscilograf catodic.

Punctele defecte sînt înregistrate cu ajutorul unui dispozitiv electronic.

Recenzii

SUZANA GÎDEA şi M. PROTOPOPESCU. **Aliaje neferoase.** Bucureşti, Editura tehnică, 1965, 452 pag., 300 fig., 247 tab.

Metalele şi aliajele neferoase prezintă o necontestată importanţă pentru realizarea progresului tehnic şi economic în domenii importante ale economiei naţionale : construcţia de maşini, industria chimică, industria electrotehnică etc. Datorită acestui fapt s-a dezvoltat în ţara noastră pînă în prezent şi se vor dezvolta în viitor, într-un ritm şi mai accentuat, prospectarea zăcămintelor de metale neferoase, extragerea, concentrarea şi prelucrarea metalurgică a minereurilor respective.

O corectă utilizare tehnică, care să valorifice cît mai bine proprietăţile metalelor şi aliajelor neferoase, astfel încît în acelaşi timp soluţiile să fie şi economice — condiţie indispensabilă în domeniul acestor materiale care, în marea lor majoritate, trebuie considerate ca deficitare pe plan mondial — presupune posedarea şi aplicarea cu rigurozitate a unui foarte important volum de cunoştinţe ştiinţifice şi practice. Aceste cunoştinţe se găsesc în general sub formă incompletă, fragmentară şi dispersate în numeroase lucrări.

De aceea, lucrarea considerată, remarcabilă prin bogăţia şi varietatea informaţiei universale pe care se bazează şi prin nivelul ştiinţific ridicat la care se situează, umple un gol în literatura noastră tehnică şi ştiinţifică, reprezentînd un ajutor preţios atît pentru lucrătorii din domeniul metalurgic, cît şi pentru cei din domeniul construcţiei de maşini, al industriei electrotehnice, chimice etc.

În cadrul introducerii se dau informaţii istorice şi economice asupra evoluţiei producţiei de metale neferoase pe plan mondial şi se arată perspectivele dezvoltării viitoare, în general, şi în special în ţara noastră.

În cadrul primului capitol se prezintă teoria aliajelor neferoase, tratîndu-se la un nivel ştiinţific ridicat, dar într-un stil remarcabil de clar şi de concis — caracteristic, de altfel, pentru întreaga lucrare — clasificarea metalelor şi a aliajelor neferoase, constituenţii structurali şi termodinamica sistemelor de aliaje neferoase şi proprietăţile în general ale metalelor şi aliajelor considerate.

În capitolul următor, se expun în aceleaşi condiţii de nivel şi calitate, principiile tratamentelor termice aplicate aliajelor neferoase, evidenţiindu-se transformările în stare solidă, care au loc în aliaje sub influenţa variaţiilor de temperatură, clasificarea, pe această bază, a tratamentelor termice şi caracteristicile teoretice şi practice ale diferitelor forme de tratament termic aplicabile.

În capitolele următoare se prezintă, în funcţie de un plan unitar, caracteristicile ştiinţifice şi tehnice ale metalului de bază şi ale aliajelor respective : aliaje cu bază de cupru, cu bază de nichel, aliajele metalelor preţioase, aliaje cu bază de aluminiu, de magneziu sau de beriliu, de zinc sau de cadmiu, aliaje cu bază de staniu şi aliaje cu bază de plumb, titanul.

La fiecare capitol se începe cu descrierea metalului de bază, descriere care comportă două subcapitole, unul consacrat metalului elementar, iar cel de-al doilea, metalului industrial.

Despre metalul elementar se dau date cu privire la răspîndirea geologică şi la volumul producţiei mondiale în diferite perioade, se indică caracteristicile atomice, se prezintă proprietăţile fizice, chimice, mecanice, tehnologice (inclusiv indicaţii asupra tratamentelor termice de aplicat cu toate detaliile necesare cazului particular) şi se indică proprietăţile de corodare. Textul este însoţit de multe tabele şi grafice. Se analizează impurităţile solubile, insolubile, compuşi definiţi fragili, compuşi definiţi greu fuzibili, gaze etc. — existente în metal şi influenţa lor asupra proprietăţilor acestuia.

În subcapitolul consacrat metalului industrial se descriu compoziţia, formele de prezentare, proprietăţile şi utilizările industriale ale metalului considerat, folosindu-se tabele şi grafice care precizează nivelul standardizării sau normării tehnice din ţara noastră şi din principalele ţări industriale (U.R.S.S., S.U.A., R.F.G., Franţa, Italia, Anglia etc.).

Următoarele subcapitole sînt destinate prezentării aliajelor sau grupelor principale de aliaje ale metalului de bază. Se tratează, sistematic şi complet, la un nivel foarte ridicat, bazat pe interpretarea ştiinţifică a diagramelor de echilibru termodinamic ale diferitelor sisteme de aliaje, despre compoziţia, structura, impurităţile, proprietăţile tehnologice (de turnare, de modificare metalurgică, de prelucrare plastică la cald sau la rece şi de tratare termică), despre proprietăţile de utilizare (mecanice, chimice, fizice) ale aliajelor şi se dau indicaţii concrete în legătură cu realizarea unor produse cu aceeaşi bogată şi multilaterală informare şi cu aceeaşi prezentare clară bazată pe tabele şi diagrame.

Lucrarea considerată este foarte utilă în toate domeniile de activitate ştiinţifică, didactică şi industrială.

C. STAMATESCU, D. TAŞCĂ şi M. GRIGORIU. **Compresoare volumice.** Bucureşti. Editura tehnică, 1965, 430 pag., 290 fig., 20 planşe.

Lucrarea dezvoltă teoria, calculul şi construcţia compresoarelor volumice, insistînd asupra tendinţelor moderne din acest domeniu al construcţiei de maşini. Este împărţită în trei capitole.

Capitolul 1 se ocupă de procesul de comprimare şi de principiul de funcţionare a compresoarelor volumice. Un prim paragraf tratează termodinamica compresorului, prezentînd relaţiile fundamentale, schimbul de energie la compresorul teoretic şi expresia lucrului mecanic tehnic. Se trece apoi la funcţionarea celor două tipuri de compresoare volumice (cu piston şi rotative), pe baza schemelor constructive elementare.

Capitolul 2 se ocupă de compresorul cu piston.

Referitor la procesul real din treapta de comprimare se elucidează influenţa exercitată asupra diagramei de lucru de către condiţiile constructive şi funcţionale : spaţiul mort, presiunea de admisie, presiunea de refulare, schimbul de căldură etc. De asemenea, se subliniază importanţa condiţiilor reale de transformare a stării fizice a gazelor, cu precizarea corecţiilor necesare şi se examinează problemele debitului, schimbului de energie şi randamentelor.

Calculul dimensiunilor principale ale compresoarelor cu o singură treaptă, elaborat în continuare, porneşte de la datele experimentale şi limitele de control impuse pentru parametrii fundamentali şi este ilustrat printr-o serie de exemple. În cazul compresoarelor cu mai multe trepte, calculul este precedat de consideraţii privind necesitatea etajării, desfăşurarea procesului teoretic şi condiţiilor reale. În plus, se remarcă materialul despre tipizarea construcţiilor compresoarelor cu piston.

După distribuţia prin supape şi prin ferestre, un interes major îl suscită paragraful destinat reglării şi automatizării compresoarelor. În primul rînd se analizează procedeele de reglare fără intervenţie directă în procesul din cilindru (reglare prin turaţie, prin presiunea de admisie, prin tot sau nimic, prin preaplin) ; dintre procedeele cu intervenţie directă în procesul din cilindru cităm reglarea prin laminarea aspiraţiei, prin mărirea spaţiului mort, prin comanda exterioară continuă a supapei de aspiraţie.

Paragrafele următoare se referă la răcire şi, respectiv, la soluţiile constructive de compresoare cu mecanism bielă-manivelă. Reţin atenţia indicaţiile asupra dispoziţiei treptelor la compresoarele etajate, şi, mai ales, tipurile de compresoare fără ungere, cu segmenţi de cărbune sau cu labirinturi de etanşare şi de compresoare cu membrană.

În încheierea capitolului 2 se studiază dinamica compresoarelor cu piston. Cinematica pieselor mecanismului bielă-manivelă este însoţită de tabele cuprinzînd valorile parametrilor fundamentali şi de sinteza schemelor constructive ale compresoarelor monocilindrice şi policilindrice. Paragraful mai conţine determinarea forţelor care acţionează compresorul, diagrama momentului rezistent şi aplicaţii numerice.

Capitolul 3 este consacrat compresoarelor volumice rotative.

După paragraful introductiv, care prezintă tipurile constructive şi domeniile de utilizare, se tratează compresorul cu lamele culisante în rotor. Se examinează procesul de lucru al compresorului în funcţiune şi se descrie metoda aproximativă şi cea exactă pentru stabilirea expresiei volumului celulei în funcţie de unghiul de poziţie a lamelei, în continuare fiind abordate problemele debitului, calculului dimensiunilor principale şi soluţiilor constructive.

În mod similar sînt luate în considerare compresoarele cu lamele ghidate şi cu lamelă culisantă în stator. Alte obiective ale capitolului sînt constituite de compresoarele cu rotoare profilate, compresorul elicoidal, cum şi reglarea şi acţionarea compresoarelor rotative.

Lucrarea întregeşte literatura tehnică din domeniul compresoarelor volumice, în care materialele publicate pînă în prezent sînt foarte reduse. Utilitatea sa teoretică şi practică este cu atît mai mare cu cît în lucrare sînt relevate, la nivelul tehnicii actuale, fenomenele funcţionale şi sînt elaborate prin îmbinarea datelor teoretice cu cele experimentale, procedee riguroase de calcul. Conţinutul este ilustrat prin realizările recente din ţara noastră şi din străinătate şi îmbogăţit cu date pentru proiectare şi exemple numerice. Lucrarea se adresează inginerilor şi tehnicienilor constructori de maşini termice din întreprinderi şi institute de proiectări, putînd fi consultată şi de studenţii din învăţămîntul politehnic.

G. N. SIMEOKOV. **Proiectarea maşinilor de prelucrare a solului** (Proektirovanie pocivoebrabativaiuşcih maşin). Moscova, Maşghiz, 1965, 311 pag., 196 fig.

Lucrarea cuprinde elemente teoretice şi metode de proiectare pentru diferite maşini de prelucrare a solului: pluguri, cultivatoare, desmiriştitoare etc. Este formată din nouă capitole.

Capitolul I prezintă proprietăţile fizicomecanice ale solului a căror cunoaştere este indispensabilă pentru proiectarea maşinilor agricole. Legat de aceasta, în capitol sînt incluse date şi indicaţii practice, cum sînt cele care privesc coeficientul de frecare şi procedeele de micşorare a frecării.

Capitolul II se referă la elementele teoretice generale ale proiectării maşinilor de prelucrare a solului. În cadrul teoriei penei se studiază deformaţia, deplasarea şi rezistenţa solului în timpul lucrului, factorii care influenţează procesul, randamentul penelor cu două şi trei muchii. Formarea agregatului maşină-tractor este dezvoltată, în special, în ceea ce priveşte articularea maşinilor în consolă, modul de determinare a traiectoriei organelor de lucru şi de asigurare a adîncimii constante de pătrundere în sol, reglarea automată a funcţionării etc. În finalul capitolului, după proiectarea mecanismelor de ridicare şi a roţilor, se examinează dispozitivele de siguranţă.

Capitolul III este consacrat metodelor şi aparaturii utilizate pentru studiul maşinilor de prelucrare a solului. Cităm dintre acestea plugurile dinamometrice, presa pentru luarea amprentei tăişului organelor de lucru, dispozitivul pentru măsurarea înălţimii faţetei detalonate a tăişului brăzdarelor.

Capitolele IV—IX tratează tipurile principale de maşini de prelucrare a solului.

Astfel, în capitolul IV se prezintă plugurile cu brăzdar. Se stabileşte destinaţia acestor pluguri, se descrie organele de lucru şi caracteristicile lor de sarcină şi se determină condiţiile de echilibru şi forţele care acţionează plugul în diferite cazuri de agregare. Din celelalte probleme abordate menţionăm poziţia punctului de agăţare şi direcţia de tracţiune, raza de acţiune a plugului şi a roţilor tractorului, cauzele deformaţiilor plugului în plan orizontal.

Capitolul V se ocupă de cultivatoarele cu labe pentru soluri greu prelucrabile, iar capitolul VI de cultivatoarele cu tijă şi cu cablu. Se remarcă schemele şi datele pentru proiectare, mai ales în legătură cu realizarea profilului adecvat al organelor de lucru.

După examinarea sumară a utilajelor cu cuţite extirpatoare (capitolul VII), se trece la plugurile, dezmiriştitoarele şi grapele cu disc (capitolul VIII). Materialul este organizat în aceeaşi manieră ca şi la plugurile cu brăzdar, o atenţie deosebită fiind acordată rezistenţei la tracţiune, caracteristicilor de sarcină şi condiţiilor de echilibru ale discurilor.

Capitolul IX analizează frezele utilizate la prelucrarea solului. Se pun în evidenţă particularităţile maşinilor rotative, se discută alegerea parametrilor fundamentali şi a regimului de lucru, se studiază capacitatea energetică de frezare, iar în ultimul paragraf se dau elemente de agregare.

Prin conţinutul său lucrarea este utilă constructorilor şi celor ce exploatează maşinile agricole, ca şi cercetătorilor din institutele tehnico-ştiinţifice de specialitate.

M. A. MINKOV. **Tehnologia prelucrării de precizie a orificiilor adînci.** (Tehnologhiia izgotovleniia glubokih tocinîh otverştii). Moscova — Leningrad, Maşghiz, 1965, 176 pag., 85 fig.

În cadrul a patru capitole, lucrarea examinează metodele de prelucrare de precizie a orificiilor adînci, domeniile de aplicare ale acestor metode şi construcţia sculelor necesare cu productivitate ridicată.

Capitolul I se ocupă de găurirea orificiilor adînci. În primul rînd se prezintă particularităţile procesului, clarificîndu-se problemele alegerii semifabricatului, metodei şi sculelor. În continuare, se studiază ungerea şi răcirea sculei în timpul operaţiei, apoi sculele şi dispozitivele respective. După tehnologia de găurire a orificiilor adînci, fixarea piesei pe maşină şi ascuţirea burghiului, se trece la găurirea rapidă. Se analizează, astfel, cerinţele impuse sculelor şi utilajelor şi se descrie tipurile principale de burghie cu canal interior pentru eliminarea şpanului (pentru execuţie prin divizarea lăţimii şi adîncimii secţiunii de aşchiere). În ultimul paragraf sînt tratate capetele pentru găurire inelară: construcţia capetelor crenelate cu şi fără pană, determinarea numărului de cuţite şi a formei geometrice, repartizarea sarcinii pe cuţit etc.

Capitolul II este dedicat strunjirii orificiilor adînci. Ca şi în cazul găuririi se precizează particularităţile procesului şi se examinează sculele şi dispozitivele caracteristice. Menţionăm din cuprins tehnologia de strunjire cu capete de tip B şi K, construcţia capetelor combinate şi a plăcuţelor reglabile. În ceea ce priveşte strunjirea rapidă, se citează capetele cu pene de ghidaj metalice, de lemn şi de cauciuc, paragrafe speciale fiind rezervate operaţiei prealabile şi finisării.

Honuirea orificiilor adînci constituie obiectul capitolului III. Aspectele luate în considerare se referă la suprafaţa de contact dintre sculă şi presă, numărul de granule abrazive care lucrează simultan, formarea şi îndepărtarea şpanului, avantajele honuirii faţă de rectificare etc. Pe lîngă aceasta, în capitol îşi are locul analiza factorilor care influenţează productivitatea operaţiei, dintre care reţinem viteza periferică, particularităţile constructive ale capetelor de honuit şi presiunea specifică a pietrei.

Capitolul IV tratează despre măsurarea orificiilor cilindrice adînci. Sînt descrise instrumentele mecanice, cu specificarea preciziei de măsură şi dispozitivele cu indicator. Pentru controlul bătăilor şi deformaţiilor orficiilor şi al uniformităţii grosimii ţevilor se prezintă dispozitivele cu pîrghie, cu tijă şi optice.

Lucrarea înglobează materiale utile în problema abordată, cuprinzînd o sistematizare judicioasă a metodelor, sculelor şi regimurilor de lucru caracteristice execuţiei orificiilor adînci. Se adresează inginerilor şi tehnicienilor din uzinele prelucrătoare şi din institutele de cercetări ştiinţifice.

EDM.. NICOLAU, I. PAPADACHE, A. PÎRVU şi SR. ROMAN **Automatizări industriale.** Bucureşti, Centrul de documentare al M.I.P.C. (Sectorul publicaţiilor tehnice), 1965, 664 pag.

Ţinînd seamă de ritmul rapid de dezvoltare a ştiinţei şi tehnicii în epoca contemporană, procesul industrializării se desfăşoară avînd la bază cele mai noi cuceriri obţinute în aceste direcţii, cuceriri care să fie introduse în producţie, o mare atenţie acordîndu-se problemelor legate de mecanizarea şi automatizarea proceselor de producţie.

În socialism, automatizarea, pe lîngă marea ei importanţă economică, are şi o mare însemnătate de ordin social. Automatizarea contribuie la schimbarea radicală a caracterului muncii, la creşterea nivelului tehnic şi cultural al celor ce muncesc, la lichidarea deosebirilor care există între munca fizică şi cea intelectuală etc.

Dar, ca în orice domeniu de activitate, unul dintre factorii care condiționează succesul în muncă îl constituie pregătirea cadrelor cu înaltă calificare și specializare. Realizarea sarcinilor complexe puse de Congresul al IX-lea al P. C. R. este strîns legată de eforturile întreprinse în rezolvarea acestei probleme fundamentale.

În ultimul timp, literatura tehnico-științifică din țara noastră s-a îmbogățit cu o serie de studii și de lucrări de mari proporții, publicate fie în revistele de specialitate, fie în volum, lucrări deosebit de prețioase atît din punct de vedere teoretic, cît și practic, care sînt de un real folos ridicării calificării cadrelor de specialiști din uzine, cercetare și proiectare.

O atenție deosebită se acordă acelor lucrări care abordează probleme în legătură cu domeniile noi în știință și tehnică, care au un rol din ce în ce mai precumpănitor în industrie, cum sînt de exemplu automatica, electronica etc., factori determinanți ai progresului tehnic.

De curînd a apărut o nouă lucrare în domeniul automaticii, „Automatizări industriale”, alcătuită de un colectiv de specialiști cu o bogată practică în această direcție.

Autorii au pornit de la faptul că, datorită progreselor înregistrate an de an de știință și tehnică, ritmului rapid în care se dezvoltă economia noastră națională, este necesar ca acei care activează fie pe plan teoretic, fie în practică în industrie, să fie permanent la curent cu evoluția tehnicii și a științei, să poată să folosească din plin în producție cuceririle înaintate pe plan științific.

Lucrarea cuprinde șapte capitole : Introducere în matematică (prof. A. Pîrvu) ; Electrotehnica (prof. Edm. Nicolau) ; Electronica (prof. Edm. Nicolau) ; Teoria sistemelor de reglare automată (ing. I. Papadache) ; Elementele sistemelor automate (conf. ing. Roman Stere) ; Elementele dispozitivelor de automatizare (ing. I. Papadache) ; Calculatoare electronice (prof. Edm. Nicolau).

Autorii abordează unele dintre problemele importante legate de introducerea pe scară tot mai largă a automatizării în industrie. Alături de problemele cu caracter teoretic, în lucrare sînt prezentate principiile de funcționare a aparaturii de automatizare, aplicațiile acestor principii, cum și elemente de automatizare a proceselor tehnologice.

Subliniind însemnătatea teoriei este scos în evidență faptul că, uneori sisteme automate bine concepute și realizate, nu au dus la rezultatele urmărite, deoarece nu au fost introduse în mod corect în funcțiune și acest lucru s-a întîmplat din cauză că nu s-a ținut seamă, nu s-au cunoscut rezultatele furnizate de teorie.

Ținînd seamă de complexitatea problemelor care se pun în industrie, prin extinderea automatizării, este absolut necesară cunoașterea aprofundată a teoriei sistemelor automate cu ajutorul căreia se pot rezolva probleme din ce în ce mai complicate, care apar în producție.

Lucrarea „Automatizări industriale” este întocmită pentru a răspunde sarcinilor și problemelor puse de acțiunea care se desfășoară pe un front larg în direcția automatizării producției, a introducerii progresului tehnic, a ridicării economiei pe o treaptă nouă calitativă.

În condițiile actuale de dezvoltare a tehnicii și științei în țara noastră, lucrarea „Automatizări industriale” contribuie la împrospătarea și completarea cunoștințelor inginerilor care activează, în domeniul automatizărilor în diferitele ramuri ale industriei, este meritorie și apariția ei este binevenită.

Revista Revistelor

Revue generale de Thermique nr. 41/1965 : *Fortier, A.* și *Amiard, P.* — Pierderile masice de sarcină ale scurgerilor permanente în medie ale unui fluid monofazic într-o conductă etanșă ; *Michaud, M.*, *Mondain-Monoval, G.*, *Accorsi, R.* și *Ivernel, A.* — Oxigenul și arderea — Datele de bază teoretice și experimentale ; *Denoyers, J.* și *Roy, J.* — Ansamblu automat pentru măsurarea conținutului în carbon din funinginile de la ieșirea din generatoarele de vapori ; *Muller, H.* — Dezvoltarea electrotermiei.

Traktorî i selhozmașinî, nr. 8/1965 : *Virabov, R. V.* — Construcția diagramei momentului motor la accelerarea agregatului mașină-tractor ; *Dmitricenko, S.S.*, *Starikov, V.M.*, *Vigdorcik, V. M.* și *Naumov, K. M.* — Influența vitezei de mișcare a tractorului DT—75 asupra durabilității instalației de tractoare ; *Tarasov, V. N.* — Capacitatea de încărcare a pneurilor cu balast lichid ; *Kuperșmidt, V. L.* — Influența scăpărilor de aer asupra procesului de compresiune la pornirea motoarelor Diesel ; *Zenzin, Id. A.*, *Bobrov, V. P.*, *Gavrilov, A. K.*, *Ciric, P. I.* și *Kotolnik, V. M.* — Ștand pentru controlul rezistenței aerodinamice a cilindrilor și chiulaselor motoarelor răcite cu aer ; *Iurin, A. A.* — Studiul funcționării motoarelor forțate răcite cu aer ; *Pustighin, M. A.* — Dezvoltarea combinelor pentru recoltarea gramineelor și mijloacelor pentru stringerea paielor ; *Kallimullin, R.* — Asupra problemei reglării automate a încărcării combinei pentru graminee ; *Petrov, G. D.* și *Maksimov, B. I.* — Perspectivele și direcțiile de lucru la mașinile pentru recoltarea cartofilor ; *Vasilenko, P. M.* și *Korolkevici, P. S.* — Influența formei profilului lateral al organelor tăietoare și a vitezei de mișcare asupra rezistenței lor la tracțiune ; *Gruniceva, A, M.*, *Brusilovskii, Iu. R.* și *Glușcenko, P.P* — Studiul stării de tensiune a cadrului mobil al combinei pentru recoltarea sfeclei SKEM—3G prin metode optice ; *Tenenbaum, M. M.*, *Klețkin, M. I.*, Eremeev, *A. P.* și *Paikin, M. M.* — Analiza structurii dispozitivelor de protecție contra prafului ale pieselor lagărelor mașinilor agricole ; *Antoșkevici, V. S.* și *Borțov, G. I.* — Eficiența economică a introducerii maselor plastice în construcția de mașini agricole ; *Kerber, V. N.* — Dispozitive tensometrice pentru măsurarea momentului de torsiune ; *Paperman, E. V.* — Cositoare cu evacuare parțială ; *Popov, B.A.* și *Hohlov, E. I.* — Combina remorcată KST—I pentru recoltarea trestiei de zahăr ; *Marcenko, I. D.* și *Kononenko, M. P.* — Dispozitiv pentru sesizarea înclinării tractoarelor ; *Mamadjanov, A.* și *Ianov, V. Ia.* — Agregat electric pentru tăierea crengilor EVA—6/200 ; *Pșecenkov, K. A.* și *Pugaev, A. N.* — Mașini pentru mecanizarea cultivării cartofilor ; *Pisarev, Iu. N.* — Depistarea și utilizarea rezervelor în lucrările de transport în interiorul uzinelor ; *Gluhoverov, V. M.* — Influența adaosurilor de metale pămîntoase rare asupra rezistenței la uzură a pistoanelor din aliaj AL 10 V ; *Ciuboc, S. E.*, *Șapoval, S. I.* și *Andrienko, V. V.* — Piese de capron pentru adăpătoarele automate PA—1 și PA—2 ; *Ponomarev, O. P.* — Injector cu gabarit mic.

Mașinostroitel, nr. 8/1965 : *Țîganov, M. A.* — Nivelul producției — factor hotărîtor pentru îmbunătățirea protecției muncii ; *Lazarev, E. N.* — Amenajarea mobilierului de producție ; *Mihailova, V. L.* — Organizarea locului de muncă — una din condițiile nivelului tehnic înalt al producției ; *Iusufovici, B. E.*, *Karpenko, I. A.* — Locul tău de muncă ; *Kulaghin, V. D.* — Utilarea atelierelor mecanice ; *Faerstein, B. A.* — Deservirea zilnică a celor ce muncesc în întreprinderi ; *Kalinin, V. V.* — Început de artă în construcția de mașini ; *Mitkin, A. A.* — Psihologia — știința ingineriei ; *Povileiko, R. P.* — Căile de înfrumusețare a muncii ; *Kunianskii, I. A.* — Organizarea muncii de recoltare ; *Tabunov, A. A.* — Perie mecanică ; *Kosilov, S. A.* — Bazele fiziologice ale raționalizării ; *Kostromin, V. G.*, *Fedosov, V. A.* și *Brodskii, I. S.* — Secții experimentale ; *Vlasov, A. F.* — Mijloace pneumatice pentru îndepărtarea şpanului şi prafului; *Terehov, I. I.* — Mecanizarea montajului şi îndepărtarea şpanului; *Glagolev, D. P.* — Costum de producţie; *Stroganova, T. P.* şi *Klevenskaia T. M.* — Atelierul verde; *Voedenskii, T. A.* — Buletinul „Estetica tehnică".

Stanki i instrument, nr. 8/1965: *Muravcik, Ţ. E.* — Căile de ridicare a nivelului specializării producţiei de scule; *Sisoev, I. N., Iakovenko, V. A.* şi *Zaslavskii, M. Z.* — Sistem electromecanic de copiat pentru strunguri; *Kiselev, V. M.* şi *Safragan, R. E.* — Transformator al codului de impulsuri pentru sistemele de comandă numerică program; *Korzinkin, V. I., Sviridov, A. N.* şi *Taramîkin, Iu. P.* — Instalaţie pentru honuirea dinţilor pinioanelor; *Milstein, M. Z.* — Influenţa uzurii şeverelor asupra microgeometriei suprafeţelor dinţilor; *Severilov, V. S.* — Mărimea încastrării axiale la frezarea dinţilor pinioanelor în V cu freze melc; *Kurlov, B. A.* — Măsurarea grosimii dinţilor roţilor conice cu dinţi drepţi cu ajutorul bilelor; *Sitnikov, B. T.* — Scheme raţionale pentru supape de siguranţă şi de transvazare; Şneider, *Iu. G., Viallo, A. A., Tennison, G. G.* şi *Bunga, L. A.* — Vălţuitoare universale cu bile; *Gromakov, K. G.* — Freze frontale cu fixare mecanică a plăcuţelor de aliaj dur; *Eremeeva, N. M.* şi *Fediaeva, V. M.* — Dispozitiv pentru ascuţirea burghielor cu diametrul pînă la 1 mm; *Jeleznov, G. S.* — Metode pentru ascuţirea alezoarelor; *Zimin, Iu. P.* şi *Malevannîi, V. I.* — Prelucrarea oţelului G 13 L cu cuţite ascuţite cu piatră abrazivă; *Krupenia, P. V.* — Căile de îmbunătăţire a ascuţirii tarozilor; *Pancenko, E. V., Panşina, M. M., Kekalo, I. B., Blinkova, T.M., Krîlova, L. I., Jdanov, V.V., Jetvin, N. P.* şi *Livşiţ, B. G.* — Tensiuni remanente în semifabricate de oţel A 40 G; *Razniţin, M. A.* — Fasonarea sculelor electrod; *Rivin, E. I.* — Reazeme amortizoare de vibraţii pentru instalarea maşinilor-unelte; *Spuntov, N. T.* — Modernizarea strungurilor de filetat tip 1A62, 1D62M, 1624; *Lutov, V. M.* şi *Cebotarev, E. E.* — Formarea şanţului pentru îndepărtarea şpanului la cuţite cu ajutorul ultrasunetului; *Jevelev, G. I.* şi *Lebedev, G. A.* — Prelucrarea canelurilor înguste; Maşini-unelte noi.

Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 8/1965: *Kühne, H. J.* — Principiile de bază ale pregătirii tehnologilor; *Sibbe, W.* — Asupra pregătirii tehnologilor la universităţi şi şcoli tehnice; *Bürkner, H.* — Introducerea tehnologiilor în serviciile tehnologice ale întreprinderilor constructoare de maşini; *Carl, W.* — Importanţa studiului analitic pentru realizarea raţionalizării socialiste complexe; Încercarea nedistructivă a materialelor cu ajutorul izotopilor radioactivi; *Besser, M., Rickert, A.* şi *Klemm, T.* — Extruderea la temperaturi cuprinse între 650 şi 700°; *Manroschat, R.* — Diagrame de încărcare a maşinilor de trefilat; *Frobin, R.* — Principiile executării curbelor de curgere; *Erfurth, H.* — Ordinea formei pieselor pentru laminarea la rece a profilelor; *Gimbott, E.* — Strunjirea de precizie a fontei cu plăcuţe ceramice şi de aliaj dur; *Meinl, R.* — Posibilitatea de prelucrare a barelor pe strunguri de copiat; *Anders, G.* şi *Weigelt, K.* — Rectificare şi polizare economică cu ajutorul utilajelor semiautomate; *Hammer, P.* şi *Polzer, G.* — Influenţa grosimii stratului nitrurat asupra uzurii arborilor cotiţi de fontă cenuşie, care echipează compresoarele rapide ermetice; *Kunz, F., Weikelt, G.* şi *Richter, G.* — Carburarea oţelului cu structură microgranulară 20 MoCr 5 în băi de sare comercială.

Die Technik, nr. 9/1965: *John, F.* şi *Graichen, O.* — Formarea şi educarea economică a inginerului în condiţiile noului sistem de planificare şi control al economiei naţionale; *Motonschek, J.* — oţeluri incorodabile derivate din oţeluri austenitice şi feritice pentru construcţia de aparate; *Neidhardt, P.* — Utilizarea calculului electronic în planificarea şi controlul uzinelor de stat (partea a II-a); *Ardenne, M.* — Tendinţe de dezvoltare în tehnica vidului înalt (partea a II-a); *Effenberger, D., Hasse, L.* şi *Roth, H.* — Instalaţie de vid foarte înalt complet metalică; *Heller, J., Jäger, G.* şi *Roth, H.* — Cîteva supape de vid pentru încălzire; *Colding, B.* — Utilizarea economică a diamantelor sintetice; *Pelzer, M.* şi *Weiss, R.* — Relaţii între organizarea producţiei şi utilizarea maşinilor şi instalaţiilor; *Peters, G.* — Micşorarea consumurilor de construcţii — o problemă de mare importanţă economică; *Becher, J.* — Relaţii între tehnica şi dreptul socialist.

Der Maschinenbau, nr. 7/1965: *Kühn, M.* — Colaborarea între constructorii de maşini şi turnători pune în valoare rezervele; *Semrad, H.* — Programarea maşinilor cu comandă numerică (partea I); *Kochan, D.* — Pregătirea tehnologică a producţiei pentru maşinile cu comandă numerică; *Dvoracek, V.* — Aspecte interesante din construcţia de maşini cehoslovace; *Bürkner, H.* — Propuneri pentru extinderea standardizării şi specializării în construcţia de dispozitive; *Dieckhoff, H. G.* — Posibilitatea utilizării în construcţia de maşini a adezivilor fabricaţi în R. D. G.; *Posselt, J.* — Mecanizarea pregătirii de fabricaţie în uzina Smeral, Brno; *Tischer, J.* şi *Ziegeler, J.* — Calculul numărului total de piese finite în uzinele constructoare de maşini în care predomină producţia de serie, prin aplicarea unei metode speciale de calcul matricial şi a sistemului de fişe perforate (partea I); *Rockstroh, W.* — Asupra problemelor fundamentale ale unităţii de proiectare necesare întreprinderilor industriale; *Schlicker, G.* — Aplicarea utilajelor pneumatice în mecanizare şi automatizare.

Maschinenbautehnik, nr. 8/1965: *Kürwien, H.* — Asigurarea calităţii obiectelor tehnice cu ajutorul sistematizării raţionale a încercărilor; *Volmer, J.* şi *Hammerschmidt, Chr.* — Scări pentru utilizarea metodelor grafice; *Krökel, K.* — Stabilitatea învelişurilor cilindrice supuse acţiunii unei presiuni interioare ridicate; *Püschmann, H.* — O nouă şi avansată dezvoltare a maşinilor-unelte la Tîrgul jubiliar de la Leipzig, 1965; *Mäcker, G.* — O metodă simplă de calcul al caracteristicilor compresoarelor axiale cu una şi mai multe trepte; *Ihlenfel H.* — Procese de curgere la paletajele drepte cu atenuare rapidă, cu palete de joc; *Grabow, G.* — Pompe şi compresoare la Expoziţia industrială din Hanovra, 1965; *Klose, J.* — Utilizarea forţei centrifuge pentru crearea forţei axiale de ridicare a lagărelor de alunecare cu turaţie superioară; *Polzer, G.* — Consfătuirea centrală de producţie în problema uzurii în întreprinderea de stat D K K din Scharfenstein; Lagăre de capron pentru motoare de automobil.

G. E. P. nr. 8/1965: *Kardos, A.* — Studiul frezelor de oţel rapid pentru prelucrarea orificiilor pieselor de aliaje de molibden; *Kemenezes, J., Szamosvölgyi, O.* şi *Varga, L.* — Concavitatea şi repararea rezervoarelor de 300 m^3 pentru acizi concentraţi; *Györfi, G.* — Studiul cuţitelor de ascuţit sfărîmătoare de aşchii; *Cserna, T.* şi *Kazinczy, M.* — Influenţa geometriei sculelor asupra strunjirii de finisare; *Horvath, A.* — Procesul de determinare a duratei de funcţionare a lagărelor de rostogolire pe baza rezultatelor experimentale; *Kando, B.* — Cărucior-cric pneumatic; *Ligeti, G.* — Maşini oscilante moderne; *Bogati, D.* — Transmiterea energiei prin conducte dispuse în lanţ.

E 3279

INDEX ALFABETIC

EDITORIALE

Nădăşan, Şt. : Sudura în Republica Populară Română în anul 1964, nr. 6—7, p. 293.

*** Comisia de sudură a Academiei R. P. R., nr. 6—7, p. 294—296.

Moga, A. : Unele aspecte ale preocupărilor din domeniul sudării în R. P. R., nr. 6—7 p. 297—301.

Grumăzescu, M. şi *Bernath, A.* : Controlul nedistructiv cu ultrasunete aplicat în R. P. R., nr. 6—7, p. 301—305.

Slătineanu, R. : Stadiul actual al standardizării încercărilor de metale în R. P. R., nr. 6—7, p. 305—310.

Marinescu, M. : Un vast program de dezvoltare a industriei construcţiilor de maşini, nr. 8, p. 429—430.

Constantinescu, V. : Îmbunătăţirea fabricaţiei materialului rulant şi măsurile ce se impun pentru ridicarea performanţelor la nivelul tehnicii actuale respective, nr. 8, p. 431—434.

CONSTRUCŢIE — CERCETARE — ÎNCERCĂRI

Pimsner, V. şi *Vasilescu, C. A.* : Problemele tipizării agregatelor de supraalimentare ale motoarelor cu aprindere prin compresiune, nr. 1, p. 1—7.

Năstase, M. : Relaţii matematice pentru aprecierea perioadei de întîrziere la autoaprindere la motoarele Diesel, nr. 1, p. 7—10.

Teodorescu, L. : Influenţa creşterii turaţiei pompei U 17 FS 10 × 10 asupra procesului de injecţie şi ardere, nr. 1, p. 10—13.

Oprean, A. : Cercetări privind pierderile volumice în pompele cu roţi dinţate, nr. 1, p. 14—21.

Grünwald, B. : Studiul procesului de ardere din motorul cu aprindere prin scînteie pe baza unui nou model fizic al propagării flăcării turbulente, nr. 2, p. 57—63.

Safta, V. şi *Bernath, A.* : Metode de determinare rapidă a rezistenţei la oboseală, nr. 2, p. 64—72.

Constantinescu, I. N. şi *Darabont, A.* : Calculul energetic al perforatoarelor cu distribuţia prin piston, nr. 2, p. 73—87.

Ivăneanu, C. : Rezistenţa la strivire prin torsiune a unei bare prismatice, nr. 2, p. 95—97.

Sălcudean, M. : Unele consideraţii asupra aplicării sistemelor hidropneumatice la maşini-unelte, nr. 2, p. 97—102.

Watanabe, M. şi *Kaga, S.* : Relaţia dintre încercările la presiune hidraulică şi presiune cu gaz pentru ruperea fragilă a vaselor de presiune, nr. 2, p. 103—106.

Munteanu, M. : Dimensionarea arcurilor elicoidale la sitele vibratoare cu volant de inerţie, nr. 3, p. 127—133.

Zamfirescu, I. : Consideraţii asupra eforturilor şi deformaţiilor tangenţiale în peretele unei ţevi, nr. 3, p. 144—150.

Petre, N. : Consideraţii privind proiectarea cardelor de bumbac de mare productivitate, nr. 3, p. 161—163.

Rață, P. şi *Actarian, R* : Rotoare şi statoare din materiale plastice pentru turbine de foraj, nr. 4, p. 181—188.

Sulea, P. : Consideraţii asupra rezistenţei la uzură şi coeficientului de frecare al unor materiale aglomerate ca înlocuitoare ale fontei la saboţii talpă pentru vagoane de tramvai, nr. 4, p. 189—195.

Pavel, A. : Contribuţii la calculul îmbinărilor prin flanşe, nr. 4, p. 208—215.

Gradin, Gh. : O nouă metodă pentru calculul durităţii materialelor (II), nr. 4, p. 215—223.

Ghilezan, A. : Mărirea productivităţii maşinilor-unelte prin modernizare, nr. 5, p. 255—261.

Găină, Gh. : Sensibilitatea dispozitivelor hidraulice de copiat la strunguri, nr. 5, p. 264—269.

Aelenei, M. : Aparat pentru determinarea rapidă direct pe strung a uzurii cuţitelor, nr. 5, p. 274—275.

Simionescu, M. : Modernizarea maşinii de ascuţit filiere, nr. 5, p. 276—277.

*** Produse noi în industria construcţiilor de maşini. Strungul revolver orizontal SRO-40 şi motoîncărcătorul de 3 t, nr. 5, p. 278—279.

Caracostea, A. : Dezvoltarea construcţiei podurilor metalice sudate în R. P. R., nr. 6—7, p. 325—332.

Nădăşan, Şt. şi *Safta, V.* : Contribuţii la determinarea lucrului mecanic specific de rupere la încercarea de tracţiune statică, nr. 6—7, p. 345—352.

Buzdugan, Gh., *Segal, H.*, *Blumenfeld, M.*, *Petre, A.*, *Cosac, V.*, *Dumitrescu, E.* şi *Mincă, I* : Studii experimentale de tensometrie şi vibraţii asupra unor grinzi rulante suspendate, nr. 6—7, p. 352—356.

Ioviţiu, E. : Contribuţii la studiul corelaţiei dintre rezilienţa determinată pe epruvete normale şi microepruvete, nr. 6—7, p. 364—370.

Sălăgean, Tr., *Boarnă, Gl.* şi *Ivancenco, A* : Cercetări asupra comportării dinamice a transformatoarelor de sudură, nr. 6—7, p. 381—384.

Million, A. şi *Surgeanu, I.* : Determinarea conţinutului de hidrogen în metalul depus cu electrozi de sudură, nr. 6—7, p. 395—403.

Sălăgean, Tr., *Selmereanu, H.* şi *Moga, S.* : Comportarea la sudare a şinelor cu conţinut ridicat de carbon, nr. 6—7, p. 413—416.

Vasilescu, C. A. : Stăpînirea procesului de expulzare a gazelor din antecamera motorului Diesel, nr. 8, p. 442—446.

Lăzărescu, I. şi *Abrudan, G.* : Analiza erorilor hiperbolice ce apar la frezarea profilelor unghiulare, nr. 8, p. 449—452.

Hilohi, C. : Calculul frînelor de automobil cu saboţi interiori flotanţi, nr. 8, p. 453—457.

Dobrescu, Gr. şi *Munteanu, A.* : Influenţa cineticii amestecului abraziv asupra formei constructive a ajutajelor pentru sablaj, nr. 8, p. 462—464.

Hilohi, C. : Calculul frînelor de automobil cu saboţi interiori flotanţi (II) nr. 9, p. 499—505.

Untaru, M. : Influenţa regimului termic al motorului asupra economicităţii automobilului, nr. 9, p. 506—510.

Hajdu, I., *Kovats, L.*, *Nicola, P.* şi *Dobre, I.* : O nouă formulă pentru determinarea alungirii la fluaj, nr. 9, p. 510 —515.

Herlescu, T. : Contribuţie la analiza erorilor privind determinarea rezistenţei la oboseală cu maşini de încovoiere rotativă, nr. 9, p. 515—520.

Manoliu, R. : Alimentarea şi evacuarea automată a pieselor la maşini-unelte, nr. 9, p. 526—533.

Deutsch, I., *Goia, I.*, *Neamţu, T.*, *Grădinaru, A.* şi *Morariu, N.* : Consideraţii asupra ipotezelor de rezistenţă, nr. 10, p. 553—558.

Ivăneanu, C. : Folosirea raţională a sistemelor automate de comandă a avansului la motoarele cu aprindere prin scînteie, nr. 10, p. 558—559.

Vasiliu, Ch. : Contribuţii la calculul aparatelor de distribuţie de la semănătorile de cereale, nr. 10, p. 560—564.

Sandu, I. : Determinarea puterii de antrenare pentru presele mecanice de decupare, nr. 10, p. 565—568.

Hrelescu, M., *Vaş, A.*, *Lipovan, L.* şi *Bär, F.* : Contribuţii la studiul distrugerii prin cavitaţie a unor oţeluri obţinute prin aliere în arcul electric, nr. 10, p. 569—571.

Micloşi, V. şi *Centea, O.* : Fenomene tranzitorii la retopirea electrică în baie de zgură, nr. 10, p. 571—577.

Renert, M., *Flondor, D.* şi *Iordache, Gh.* : O soluţie a problemei conturului pentru învelişurile de revoluţie cu profil eliptic, nr. 11, p. 616—620.

Pimsner, V. şi *Cserveny, I.* : Asupra relaţiilor de transfer de căldură într-un schimbător prin suprafaţă, destinat utilizării frigului produs prin destinderea gazelor naturale, nr. 11, p. 632—635.

Drobotă, V. : Stabilitatea căii de rulare la grinzile rulante suspendate, nr. 11, p. 635—640.

Trică, Gh. şi *Drăghici, I.* : Consideraţii asupra performanţelor dinamice ale autobuzelor româneşti, nr. 12, p. 669—675.

Drăghici, I. : Contribuţii la studiul confortabilităţii autocamioanelor româneşti, nr. 12, p. 676—683.

Drăghici, G. : Influenţa răcirii cu lichid pulverizat asupra durabilităţii cuţitului de strung, nr. 12, p. 683—687.

Ionescu, D. şi *Ionescu, L.* : Tipuri şi forme de ecrane paravînt folosite în construcţiile navale, nr. 12, p. 688—692.

TEHNOLOGIE

Bălănescu, I. : Un nou stand de încercat şi rodat reductoare, nr, 1, p. 22—26.

Wanyorek, C. : Unele particularităţi ale fabricaţiei turboambreiajelor echipate cu angrenaje Novikov, nr. 2, p. 92—94.

Iliescu, C. şi *Boncoi, Gh.* : O nouă metodă de calcul pentru dimensionarea părţilor active ale sculelor matriţelor de ambutisare ; durabilitatea sculelor, nr. 3, p. 121—126.

Reşetov, D. : Căile pentru mărirea siguranţei şi durabilităţii maşinilor, nr. 3, p. 134—137.

Forje, A. : Asupra problemelor de radiografiere a sudurilor. Extrase din documentele Adunării anuale a I. I. S. de la Praga — iulie 1964, nr. 3, 155—160.

Engel, H. : Valoarea nominală şi toleranţa unei cote în tehnologie, nr. 4, p. 199—203.

Botez, E. : Unele precizări cu privire la avans şi viteza de avans, nr. 5, p. 237—241.

Lăzărescu, I. şi *Abrudan, G.* : Asupra posibilităţii de prelucrare a profilelor circulare utilizîndu-se cuţite-disc cu profil în arc de cerc, nr. 5, p. 241—246.

Ioan, S. : Unele aspecte ale dinamicii preselor mecanice în timpul procesului de decupare cu ştanţe, nr. 5, p. 247—254.

Drig, P. : Freze melc cu protuberanţă, nr. 5, p. 262—264.

Guja, N. : O metodă productivă de prelucrare a cuţitelor pentru dantura conică curbă, nr. 5, p. 269—273.

Micloşi, V. : Alegerea şi controlul oţelurilor pentru construcţii din punctul de vedere al sudabilităţii, nr. 6—7, p. 310—315.

Rudniţchi, B. şi *Ionescu, P.* : Executarea rezervoarelor cilindrice verticale sudate din oţel şi a altor vase tehnologice agabaritice din industria chimică şi petrolieră prin metoda înfăşurării, nr. 6—7, p. 316—324.

Lupescu, I., *Maior, Gh.*, *Ilie, C.* şi *Berinde, V.* : Realizări privind aplicarea procedeului de sudare în baie de zgură la Uzinele „23 August"-Bucureşti, nr. 6—7, p. 332—339

Şarlău, C. şi *Radu, D.* : Calculul şi execuţia îmbinărilor sudate la construcţiile din ţevi, nr. 6—7, p. 340—344.

Raţiu, M. şi *Prexl, R.* : Introducerea reglementării ciclului de încercare la determinarea durităţii Rockwell, nr. 6—7, p. 357—364.

Popovici, Vl., *Băltănoiu, M.* şi *Şontea, S.* : Structura şi rezilienţa materialului în zonele învecinate la diferite variante de prelucrare a rosturilor pentru sudare la un profil tip greu, nr. 6—7, p. 370—375.

Forje, A., *Lucinescu, D.* şi *Iorgulescu, Gr.* : Criterii de admisibilitate a defectelor de sudură pe baza controlului cu ultrasunete la instalaţiile centralelor electrice, nr. 6—7, p. 376—380.

Popovici, Vl., *Grosu, Şt.* şi *Drăgănescu, O.* : Instalaţie pentru sudarea electrică cu arc cu mai multe posturi, la frecvenţă mărită, nr. 6—7, p. 385—390.

Ionescu, P. şi *Petrişor, A.* : Consideraţii asupra sudării cuprului cu electrod de wolfram, în mediu de argon, nr. 6—7, p, 391—395.

Contor, M. : Placarea prin încărcare cu cupru a butucilor pentru hidroagregate, nr. 6—7, p. 404—408.

Both, D., *Negoiţescu, St.* şi *Moldovan, T.* : Contribuţii la nituirea prin sudare în mediu de argon cu electrod de wolfram, nr. 6—7, p. 408—413.

Greavu, N. : Utilizarea pulberilor metalice elaborate de I.C.E.M.—Bucureşti la tăierea oţelurilor inoxidabile refractare şi a fontelor, nr. 6—7, p. 416—421.

Popovici, Vl. şi *Szénassy, A.* : Ansamble sudate din materiale plastice aplicate în domeniul acoperirilor metalice galvanice, nr. 8, p. 435—441.

Cosoroabă, V. şi *Oprea, N.* : Ameliorarea constructivă a supapelor pentru compresoare rapide cu piston, nr. 8, p. 446—449.

Iosipescu, N. : Un nou procedeu pentru încercarea oţelului şi sudurilor la forfecare pură, nr. 8, p. 458—461.

Ruican, G. : Curbarea ţevilor de construcţie, nr. 8, p. 465—470.

Drăghici, G., *Obaciu, Gh.* şi *Boangiu, Gh.* : Prelucrarea de finisare a fontei cu pastile mineraloceramice, nr. 9, p. 493—499.

Ivancenco, A. : Consideraţii asupra alegerii surselor de curent pentru procedeul de încărcare prin sudare cu electrod vibrator, nr. 9, p. 520—526.

Soşea, I. şi *Onică, M.* : Ignifugarea materialelor inflamabile în cadrul construcţiei navelor, nr. 10, p. 587—590.

Goldenberg, N. şi *Actarian, R.* : Criterii de alegere la utilizarea materialelor plastice în construcţia de maşini, nr. 11, p. 609—615.

Wanyorek, C. : Preîncălzirea şi tratamentul termic al pieselor turnate din oţel remaniate sau asamblate prin sudare, nr. 11, p. 640—645.

Popescu, I. : Contribuţii la proiectarea grupului de came necesar executării piuliţelor pe strungurile automate monoax, nr. 11, p. 651—652.

Băiceanu, M : Consideraţii asupra introducerii procedeului de şlefuire cu bandă abrazivă, nr 12, p. 692—694.

Ionaşiu, P. T. : Contribuţii la calculul desfăşuratelor pieselor îndoite din tablă, nr. 12, p. 694—698.

ORGANIZAREA ŞI ECONOMIA PRODUCŢIEI

Stăncioiu, I. : Eficienţa economică a asimilării producţiei de serie a unor maşini noi în cazul abandonării fabricaţiei de maşini demodate, nr. 2, p. 87—91.

Borch, V. : Planificarea lunară a producţiei prin metoda programării liniare, nr. 3, p. 138—144.

Vaida, A. : Pregătirea şi înregistrarea programului la maşinile. unelte cu comandă după program, nr. 4, p. 203—207

Engel, H. : Contribuţii la calculul ciclurilor de fabricaţie, nr. 10, p. 577—581.

Bălan, P. : Introducerea comenzii după program la maşinile-unelte, nr. 11, p. 645—650.

Dumitrescu, A., *Stănescu, E.*, *Mihăilescu, N.* şi *Crăciun, I.* Eficacitatea economică a mecanizării şi automatizării lucrărilor de conducere şi de evidenţă economică în ramura construcţiei de maşini, nr. 11, p. 621—632.

Boţa, M. : Folosirea normării şi salarizării muncii ca pîrghii importante pentru reducerea preţului de cost, nr. 12, p. 698—704.

Haiduc, I. : Despre raportul zilnic al principalilor indicatori de plan ca ajutor în conducerea operativă a întreprinderilor, nr. 12, p. 704—709.

ÎNTREŢINERE ŞI EXPLOATARE

Creţulescu, C. : Criterii analitice privitoare la scoaterea din exploatare a uleiurilor uzate de turbine şi de transformatoare, nr. 1, p. 27—29.

Creţulescu, C. : Ungerea utilajelor la temperaturi înalte şi foarte înalte, nr. 3, p. 151—155.

Drăgulin, M. şi *Sfinţeanu, D.*: Metode pentru reducerea uzurii segmenţilor şi cilindrilor motoarelor cu ardere internă, nr. 4, p. 195—198.

Creţulescu, C.: Contribuţii la asimilarea unor lubrifianţi străini, nr. 12, p. 709—714.

TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII

Vasilescu, C. A.: Probleme de protecţia muncii la bancul de încercat motoare cu ardere internă, nr. 1, p. 30—31.

Voicu, V.: Metodă pentru desprăfuirea aerului cu ajutorul filtrelor cortină, nr. 9, p. 533—536.

Voicu, V. şi *Cursaru, I.*: Studiul comportării cicloanelor în instalaţiile de ventilare, nr. 10, p. 581—586.

DOCUMENTARE

Nr. 1, p. 32—40; nr. 2, p. 107—114; nr. 3, p. 168—173; nr. 4, p. 224—230; nr. 5, p. 280—287; nr. 8, p. 471—476; nr. 9, p. 537—542; nr. 10, p. 591—596; nr. 11. p. 653—659; nr. 12, p. 714—719.

RECENZII

Nr. 1, p. 43—48; nr. 2, p. 115—117; nr. 3, 174—179; nr. 4, 230—231; nr. 5, p. 288—289; nr. 6—7, p. 422—427; nr. 8, p. 477—484; nr. 9, p. 542—546; nr. 10, p. 596—601; nr. 11, p. 659—664; nr. 12, p. 720—722.

CRONICĂ

Nr. 1, p. 41—43; nr. 3, p. 163—167; nr. 4, p. 232—234; nr. 8, p. 484—486; nr. 9, p. 546—548; nr. 10, p. 601—606; nr. 11, p. 664—665.

INFORMAŢII

Nr. 2, p. 118; nr. 8, p. 487; nr. 9, p. 548—549; nr. 10, p. 607.

REVISTA REVISTELOR

Nr. 1, p. 48—50; nr. 2, p. 119; nr. 4, p. 234—235; nr. 5 p. 290—291; nr. 8, p. 487—489; nr. 9, p. 549—551; nr. 10 p. 608; nr. 11, p. 665—667; nr. 12, p. 722—723.

INDEX ALFABETIC DE AUTORI

A

Abrudan, G.: nr. 5, p. 241—246; nr. 8, p. 449—452.
Actarian, R.: nr. 4, p. 181—188; nr. 11, p. 609—615.
Aelenei, M.: nr. 5, p. 274—275.

B

Bär, F.: nr. 10, p. 569—571.
Băiceanu, M.: nr. 12, p. 692—694.
Bălan, P.: nr. 11, p. 645—650.
Bălănescu, I.: nr. 1, p. 22—26.
Băltănoiu, M.: nr. 6—7, p. 370—375.
Berinde, V.: nr. 6—7, p. 332—339.
Bernath, A.: nr. 2, p. 64—72; nr. 6—7, p. 301—305.
Blumenfeld, M.: nr. 6—7, p. 352—356.
Boangiu, Gh.: nr. 9, p. 493—499.
Boarnă, Cl.: nr. 6—7, p. 381—384.
Boncoi, Gh.: nr 3, p. 121—126.
Borch, V.: nr. 3, p. 138—144.
Botez, E.: nr. 5, p. 237—241.
Both, D.: nr. 6—7, p. 408—413.
Boţa, M.: nr. 12, p. 698—704.
Buzdugan, Gh.: nr. 6—7, p. 352—356.

C

Caracostea, A. nr. 6—7, p. 325—332.
Centea, O.: nr. 10, p. 571—577.
Constantinescu, I.N.: nr. 2, p. 73—87.
Constantinescu, V.: nr. 8, p. 431—434.
Contor, U.: nr. 6—7, p. 404—408.
Cosac, V.: nr. 6—7, p. 352—356.
Cosoroabă, V.: nr. 8, p. 446—449.
Crăciun, I.: nr. 11, p. 621—632.
Creţulescu, C.: nr. 1, p. 27—29; nr. 3, p. 151—155: nr. 12, p. 709—714.
Cserveny, I.: nr. 11, p. 632—635.
Cursaru, I.: nr. 10, p. 581—586.

D

Darabont, A.: nr. 2, p. 73—87.
Deutsch, I.: nr. 10, p. 553—558.
Dobre, I.: nr. 9, p. 510—515.
Dobrescu, Gr.: nr. 8, p. 462—464.
Drăgănescu, O.: nr. 6—7, p. 385—390.
Drăghici, G.: nr. 9, p. 493—499; nr. 12, p. 683—687.
Drăghici, I: nr. 12, p. 669—675; 676—683.
Drăgulin, M.: nr. 4, p. 195—198.
Drig, P.: nr. 5, p. 262—264.
Drobotă, V. nr. 11, p. 635—640.
Dumitrescu, A.: nr. 11, p. 621—632.
Dumitrescu, E.: nr. 6—7, p. 352—356.

E

Engel, H.: nr. 4, p. 199—203; nr. 10, p. 577—581.

F

Flondor, D.: nr. 11, p. 616—620.
Forje, A.: nr. 3, p. 155—160; nr. 6—7, p. 376—380.

G

Găină, Gh.: nr. 5, p. 264—269.
Ghilezan, A.: nr. 5, p. 255—261.
Goia, I.: nr. 10, p. 553—558.
Goldenberg, N.: nr. 11, p. 609—615.
Gradin, Gh.: nr. 4, p. 215—223.
Grădinaru, A.: nr. 10, p. 553—558.
Greavu, N.: nr. 6—7, p. 416—421.
Grosu, Şt.: nr. 6—7, p. 385—390.
Grumăzescu, M.: nr. 6—7, p. 301—305.
Grünwald, B.: nr. 2, p. 57—63.
Guja, N.: nr. 5, p. 269—273.

H

Haiduc, I.: nr. 12, p. 704—709.
Hajdu, I.: nr. 9, p. 510—515.
Herlescu, T.: nr. 9, p. 515—520.
Hilohi, C.: nr. 8, p. 453—457; nr. 9, p. 499—505.
Hrelescu, M.: nr. 10 p. 569—571.

I

Ilie, C.: nr. 6—7, p. 332—339.
Iliescu, C.: nr. 3, p. 121—126.
Ioan, S.: nr. 5, p. 247—254.
Ionaşiu, P. T.: nr. 12, p. 694—698.
Ionescu, D.: nr. 12, p. 688—692.

Ionescu, L. : nr. 12. p. 688—692
Ionescu, P. : nr. 6—7, p. 391—395.
Ionescu, P. : nr. 6—7, p. 316—324.
Iordache, Gh. : nr. 11, p. 616—620
Iorgulescu, Gr. : nr. 6—7, p. 376—380.
Iosipescu, N. : nr. 8, p. 458—461.
Iovițiu, E. : nr. 6—7, p. 364—370.
Ivancenco, A. :. nr. 6—7, p. 381—384 : nr. 9, p. 520—526.
Ivăneanu, C. : nr. 2, p. 95—97, nr. 10, p. 558—559

K

Kaga, S. : nr. 2, p. 103—106.
Kovats, L. : nr. 9, p. 510—515.

L

Lăzărescu, I.; nr, 5, p. 241—246; nr. 8, p. 449—452.
Lipovan, L. : nr. 10, p. 569—571.
Lucinescu, D. : nr. 6—7, p. 376—380.
Lupescu, I. : nr. 6—7, p. 332—339.

M

Maior, Gh. : nr. 6—7, p. 332—339.
Manoliu, R. : nr. 9, p. 526—533.
Marinescu, M. : nr. 8, p. 429—430.
Micloși, V. : nr. 6—7, p. 310—315 ; nr. 10, p. 571—577.
Mihăilescu, N. : nr. 11, p. 621—632.
Million, A. : nr. 6—7, p. 395—403.
Mincă, I. : nr. 6—7, p. 352—356.
Moga, A. : nr. 6—7, p. 297—301.
Moga, S. : nr. 6—7, p. 413—416.
Moldovan, T. : nr. 6—7, p. 408—413.
Morariu, N. : nr. 10, p. 553—558.
Munteanu, A. : nr. 8, p. 462—464.
Munteanu, M. : nr. 3, p. 127—133.

N

Nădășan, Șt. : nr. 6—7, p. 293 ; p. 345—352.
Năstase, M. : nr. 1, p. 7—10.
Neamțu, T. : nr. 10, p. 553—558.
Negoițescu, St. : nr. 6—7, p. 408—413.
Nicola, P. : nr. 9, p. 510—515.

O

Obaciu, Gh. : nr. 9, p. 493—499.
Onică, M. : nr. 10, p. 587—590.
Oprea, N. : nr. 8, p. 446—449.
Oprean, A. : nr. 1, p. 14—21.

P

Pavel, A. : nr. 4, p. 208—215.
Petre, A. : nr. 6—7, p. 352—356.
Petre, N. : nr. 3, p. 161—163.
Petrișor, A. : nr. 6—7, p. 391—395.
Pimsner, V. : nr. 1, p. 1—7, nr. 11, p. 632—635.
Popescu, I. : nr. 11, p. 651—652.
Popovici, Vl. : nr. 6—7, p. 370—375; p. 385—390; nr. 8, p. 435—441.
Prexl, R. : nr. 6—7, p. 357—364.

R

Radu, D. : nr. 6—7, p. 340—344.
Rață, P. : nr. 4, p. 181—188.
Rațiu, M. : nr. 6—7, p. 357—364.
Renert, M. : nr. 11, p. 616—620.
Reșetov, D. : nr. 3, p. 134—137.
Rudnițchi, B. : nr. 6—7, p. 316—324.
Ruican, G. : nr. 8, p. 465—470.

S

Safta, V. : nr. 2, p. 64—72 ; nr. 6—7, p. 345—352.
Sandu, I. : nr. 10, p.565—568
Sălcudean, M. : nr. 2, p. 97—102.
Sălăgean, Tr. : nr. 6—7, p. 381—384 ; p. 413—416.
Segal, H. : nr. 6—7, p. 352—356.
Selmereanu, H. : nr. 6—7, p. 413—416.
Sfințeanu, D, : nr. 4, p. 195—198.
Simionescu, M. : nr. 5, p. 276—277.
Slătineanu, R. : nr. 6—7, p. 305—310.
Soșea, I. : nr. 10, p. 587—590.
Stăncioiu, I. : nr. 2, p. 87—91.
Stănescu, E. : nr. 11, p. 621—632.
Sulea, P. : nr. 4, p. 189—195.
Surgeanu, I. : nr. 6—7, p. 395—403.
Szénassy, A. : nr. 8, p. 435—441.

Ș

Șarlău, C. : nr. 6—7, p. 340—344.
Șontea, S. : nr. 6—7, p.370—375.

T

Teodorescu, L. : nr. 1, p. 10—13.
Trică, Gh. : nr. 12, p. 669—675.

U

Untaru, M, : nr, 9, p. 506—510.

V

Vaida, A. : nr. 4, p. 203—207.
Vasilescu, C. A. : nr. 1, p. 1—7 ; p. 30—31 ; nr, 8, p. 442—446.
Vasiliu, Ch. : nr. 10, p. 560—564.
Vaș, A. : nr. 10, p. 569—571.
Voicu, V. : nr. 9, p. 533—536 ; nr. 10, p. 581—586.

W

Wanyorek, C. : nr. 2, p. 92—94 ; nr, 11, p. 640—645
Watanabe, M. : nr. 2, p. 103—106.

Z

Zamfirescu, I. : nr. 3, p. 144—150.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

VEB WERKSTOFF-PRÜF-MASCHINEN LEIPZIG

VEB THÜRINGER INDUSTRIE-WERK RAUENSTEIN

Maşini de încercat oţeluri şi metale

- Maşini de încercat la tracţiune şi compresiune
- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat lanţuri şi cabluri
- Instalaţii de încercat cilindri
- Maşini pentru fluaj
- Maşini de încercat cu sarcină normală
- Pulsator cu rezonanţă
- Maşini de încercat la durată
- Maşini de încercat la încovoiere
- Maşini de încercat la ambutisare adîncă
- Maşini de divizat epruvete
- Maşini de încercat duritatea
- Ciocane de rezilienţă
- Maşini de încercat la şocuri repetate sau rotative

Maşini de încercat materiale de construcţie

- Maşini de încercat la compresiune
- Maşini de încercat duritatea prin şoc

Maşini de încercat cauciuc şi materiale plastice

- Maşini de încercarea rezistenţei
- Maşini de încercarea durităţii
- Ciocan de rezilienţă
- Maşini pentru determinarea plasticităţii sau a fluajului
- Maşini de încercarea elasticităţii
- Maşini de încercare la frecare (uzură)
- Dynstat, maşini de încercare la oboseală prin îndoire
- Maşini de încercat rezistenţa la lipire
- Maşini de încercat rezistenţa la căldură, aparate cu ac, tip Vicat
- Aparate cu bară incandescentă

Maşini de încercat hîrtia

- Maşini de încercat rezistenţa
- Maşini de încercat rezistenţa la plesnire
- Maşini de încercare la dublu falţ
  Maşină de format şi uscat coli de hîrtie
  Maşină de încercat la îndoire repetată
- Maşini de încercat satinarea
- Maşini de încercat capacitatea de absorbţie
- Maşini de încercat la permeabilitate
- Aparat de lovire şi de divizare
- Maşini de încercat la imprimare
- Aparate de verificat grosimea
- Aparat de încercat la presiune
- Maşini de încercarea încleierii

Maşini de încercat pentru textile

Maşini de încercarea rezistenţei
Maşini de încercare la plesnire
- Maşini de măsurat grosimea

Aparate de vibraţii

Maşini de echilibrat pînă la 1 000 kg
Maşini de echilibrat cu roată
- Standuri de încercare la vibraţii pînă la frecvenţa de 1 000 Hz
- Mese vibratoare cu 3 componente
- Standuri de încercare la şoc
- Maşini de măsurat acceleraţia limită
- Aparate de măsurat universale

Deutsche Export- und Importgesellschaft mbH Feinmechanik-Optik

Feinmechanik-Optik

102 Berlin Schicklerstr 7
Republica Democrată Germană

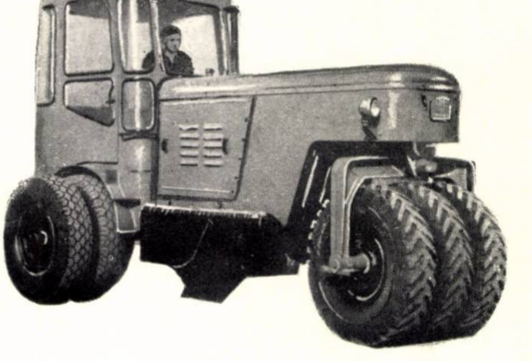
ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

UZINA DE UTILAJ GREU

produce:

Excavatoare pe pneuri ● Rulouri pe valţuri sau pneuri ● Echipamente pentru tractoare: buldozere, scarificatoare, defrişetoare, greble, trolii ● Utilaj chimic şi petrolier ● Concasoare cu fălci, stabile sau mobile, cu ciocane sau valţuri ● Mori cu masă rotativă sau bile ● Utilaje pentru linii ceramice ● Prese pentru cărămizi şi ţigle

Vagoane siderurgice ● Melanjoare ● Cilindri şi caje ● Maşini de sfărîmat şi brichetat aşchii ● Foarfece de tăiat ţagle şi platine ● Linii de aglomerare ● Maşini de extracţie ● Prese mecanice pentru matriţat, ştanţat, debavurat şi ambutisat ● Osii montate pentru vagoane de cale ferată



PROGRESUL

BRĂILA

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

UZINA
Vulcan
BUCUREŞTI

Vulcan

CAZANE DE ABUR cu debite variind între 6,5 şi 420 t/h şi presiuni între 8 şi 140 kgf/cm², pentru toţi combustibilii uzuali indigeni.

CAZANE RECUPERATOARE de căldură tip K.U. 40 şi U.S. 2,6.

CAZANE DE APĂ FIERBINTE pentru termoficare, pînă la 100 Gcal.

CAZANE „VUIA“ de 1 şi 3 t/h, complet automatizate.

DIVERSE CONSTRUCŢII METALICE tubulare şi din profile sudate, modernizări de utilaje, dispozitive, utilaje pentru industria materialelor de construcţie şi siderurgie.

Vulcan

UTILAJ PETROLIER: unităţi de pompare, pompe cu piston duplex şi triplex, separatoare de gaze şi ţiţei, cu presiuni între 8 şi 70 kgf/cm².

Vulcan

UTILAJ CHIMIC divers: decantoare, rezervoare cilindrice, coloane cu diferite utilizări etc.

STR. VULCAN NR. 10 – TEL.: 15.41.43